

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2014年5月1日(01.05.2014)



(10) 国際公開番号
WO 2014/065400 A1

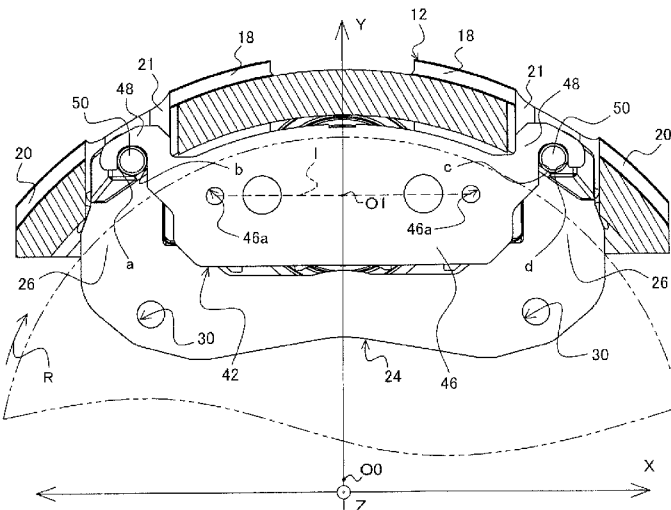
- (51) 国際特許分類:
F16D 65/02 (2006.01) F16D 55/227 (2006.01)
F16D 55/226 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/078953
- (22) 国際出願日: 2013年10月25日(25.10.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-236574 2012年10月26日(26.10.2012) JP
特願 2012-236577 2012年10月26日(26.10.2012) JP
特願 2013-194028 2013年9月19日(19.09.2013) JP
- (71) 出願人: 曙ブレーキ工業株式会社(AKEBONO BRAKE INDUSTRY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 前原 利史(MAEHARA Toshifumi); 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブレーキ工業株式会社内 Tokyo (JP). 伊崎 真太郎(IZAKI Shintaro); 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブレーキ工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 濱田 百合子, 外(HAMADA Yuriko et al.); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目7番13号 虎ノ門イーストビルディング10階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: DISK BRAKE DEVICE AND BRAKE PAD FOR DISK BRAKE DEVICE

(54) 発明の名称: ディスクブレーキ装置及びディスクブレーキ装置用ブレーキパッド

[図8]



(57) Abstract: Provided is a disk brake device comprising: a caliper body (12) in which a cylinder section (14) and a claw section (16) having a cut-out section (16a) are connected by a center bridge (18) and a side bridge (20), and in which a cut-out section (21) is provided between the center bridge (18) and the side bridge (20); a support (24) comprising a guide pin guiding section (32) that is provided between the cylinder section (14) and the claw section (16); a guide pin (52) that slides in the guide pin guiding section (32); and an outer-side brake pad (42) that is screwed to a surface of the claw section (16) that is opposite a rotor (60) at each of the leading edge side and trailing edge side of the rotor in the cut-out section (16a).

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2014/065400 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

シリンダ部 14 と、切欠き部 16 a を有する爪部 16 とがセンタブリッジ 18 とサイドブリッジ 20 とにより接続され、切欠き部 21 がセンタブリッジ 18 とサイドブリッジ 20 との間に設けられたキャリパボディ 12 と、ガイドピン案内内部 32 がシリンダ部 14 と爪部 16 との間に設けられたサポート 24 と、ガイドピン案内内部 32 に摺動するガイドピン 52 と、切欠き部 16 a におけるロータ 60 の回入側と回出側のそれぞれにおいて、爪部 16 におけるロータの対向面に螺合されたアウト側ブレーキパッド 42 と、を備える。

明 細 書

発明の名称：

ディスクブレーキ装置及びディスクブレーキ装置用ブレーキパッド

技術分野

[0001] 本発明は、ディスクブレーキ装置及びディスクブレーキ装置用ブレーキパッドに関する。

背景技術

[0002] ディスクブレーキ装置において、高い制動力を得るためには、大径のロータを採用することが望ましいとされている一方で、ホイールの内径に収容されるディスクブレーキ装置には、その配置に際してスペース的な制限が課せられている。

[0003] このような観点から、ディスクブレーキ装置を構成するキャリパボディには、小型化の要請が強い。さらに、車両の運動性能を向上させるため、軽量化といった課題も課せられている。ここで、フローティング型のディスクブレーキ装置は、ロータのインナ側とアウト側の双方にピストンを備えるオポーズド型のディスクブレーキ装置に比べ、小型、軽量化に適し、廉価に製造することができることで知られている。

[0004] フローティング型のディスクブレーキ装置において、特に小型、軽量化を図る目的で提案されているものとして、特許文献1、2に開示されているようなタイプのものが知られている。特許文献1、2に開示されているディスクブレーキ装置は、通常、ロータのインナ側に配置されたピストンによる押圧力を受ける反力受けとなる爪部の役割をアウト側に配置するブレーキパッドの背板であるプレッシャプレートに代用させた構造を採っている。すなわち、アウト側ブレーキパッドのプレッシャプレートをそのまま、キャリパボディの一部として固定する構成である。

[0005] このような構成のディスクブレーキ装置は、確かに小型、軽量化を図ることができる。しかし、反力受けがプレッシャプレートのみとなるため、キャ

リパボディの強度不足が懸念される。

[0006] また、従来、ロータのアウト側に配置されていたサポートのアウトブリッジを廃し、装置全体の軽量化を図った構成のフローティング型ディスクブレーキ装置が、特許文献3に開示されている。特許文献3に開示されているディスクブレーキ装置は、従来は、アウト側に延設されたサポートにガイドされるアウト側ブレーキパッドのプレッシャプレートが、キャリパボディにおける反力受けである爪部にボルト固定される構成を採っている。このような構成のディスクブレーキ装置では、プレッシャプレートがキャリパボディの剛性を補助する一方で、キャリパボディにおけるブリッジの肉厚が薄いため、制動時にキャリパボディに生ずるチルト量が増え、偏摩耗等が生じるおそれがある。

[0007] さらに、特許文献4には、キャリパの安定性とねじれ剛性を高めるために、キャリパの下側縁部を取り囲むフレームを備える構成としたディスクブレーキ装置が開示されている。このような構成のディスクブレーキ装置では、サポートのアウト側フレームをロータの回入側と回出側とで接続するサポートのアウト側ブリッジが排除され、軽量化が図られている。そして、アウト側ブレーキパッドが爪部にバネ支持されることで、制動トルクの一部がキャリパにおける爪部で受けられるようにし、キャリパの縁部を囲むフレームにより、キャリパ全体の剛性が高められるようにしている。

[0008] ディスクブレーキ装置の性能を高める手法として、ロータの回出側と回入側における制動トルクの受け方の使い分けを適切に行うことが知られている。特許文献4や、特許文献5のように、サポートのアウトブリッジが廃されたディスクブレーキ装置では、アウト側ブレーキパッドの制動時のトルクが摺動部材により受けられる構成としている。

[0009] また、ディスクブレーキ装置に用いられるブレーキパッドには、ロータのインナ側に配置されるもの（インナ側ブレーキパッド）と、ロータのアウト側に配置されるもの（アウト側ブレーキパッド）がある。特に、フローティング型のディスクブレーキ装置では、インナ側ブレーキパッドとアウト側ブ

レーキパッドとにおいて、その保持形態を異ならせているものが知られている。

[0010] 例えば特許文献6に開示されているディスクブレーキ装置では、インナ側ブレーキパッドは、キャリアボディを支持するサポートによって保持する形態を採っている。一方、アウト側ブレーキパッドは、サポートから延設されているガイドピンの一端に吊下させる保持形態を採っている。

[0011] また、特許文献3に開示されているディスクブレーキ装置では、インナ側ブレーキパッドは、キャリアボディのブリッジに設けたレール状のガイドと、サポートに取り付けられた管状のガイドにより保持する形態が採られている。一方、アウト側ブレーキパッドは、キャリアボディの爪部にボルト固定することで保持する形態が採られている。

[0012] これらの特許文献3及び特許文献6に開示されたディスクブレーキ装置に対し、インナ側ブレーキパッドとアウト側ブレーキパッドの保持形態を同様にしてあるディスクブレーキ装置が、特許文献7に開示されている。特許文献7に開示されているディスクブレーキ装置では、ロータを跨ぐような形態のサポートを採用し、サポートにおけるロータのインナ側とアウト側からそれぞれロータ配置側へ向けてガイドピンを突設し、このガイドピンにより、インナ側ブレーキパッドおよびアウト側ブレーキパッドを保持する形態としている。

先行技術文献

特許文献

- [0013] 特許文献1：日本国特開平8-49736号公報
特許文献2：日本国特開2002-89596号公報
特許文献3：日本国特開昭56-80530号公報
特許文献4：日本国特表2001-503500号公報
特許文献5：日本国特許第4658920号公報
特許文献6：日本国特開昭54-137572号公報
特許文献7：日本国特表2006-520450号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0014] 上述したように、上記特許文献 1、2 に開示されているディスクブレーキ装置によれば、キャリパのアウト側に配置されていた爪部が排除されるため、従来に比べて小型化、軽量化を図ることができる。しかし、アウト側ブレーキパッドのプレッシャプレートが、ピストンによる押圧に対する反力受けとなるため、制動時に生ずるキャリパの開きが大きくなるおそれがあり、キャリパの剛性不足が懸念される。

[0015] また、特許文献 3 に開示されているディスクブレーキ装置においても、アウト側ブレーキパッドが爪部にボルト固定されることで、アウト側に配置されるサポートが不要となり、軽量化を図ることができる。しかし、このような構成とした場合、アウト側ブレーキパッドの制動トルクを全て爪部で受けることとなる。このため、キャリパのチルト量が増加し、偏摩耗等が生ずることが懸念される。

[0016] さらに、特許文献 4 に開示されているディスクブレーキ装置では、サポートのアウト側ブリッジの排除により軽量化が図られているが、キャリパ下側縁部全域を囲うフレームが設けられているため、軽量化としての効果が薄い。また、サポートのアウト側フレームをロータの外周よりも内側に配置しているため、キャリパとの干渉を防ぐための切欠きについても、爪部を大きくえぐるように設ける必要があり、キャリパの剛性を下げている。このため、キャリパのシリンダ部と爪部を接続するブリッジの背肉を厚くすることで、全体の剛性不足を補っているが、このような対応を採った場合には、ロータとホイール内壁との隙間を厚くした背肉分だけ広くする必要が生じてしまう。

[0017] そこで本発明では、軽量化を図りつつ適正な剛性を保ち、かつ狭隘な車輪スペースにも搭載可能なディスクブレーキ装置を提供することを第 1 の目的とする。

また、近年では、車輪を構成するホイールの軽量化の他、デザイン性を重

視したものが流行している。このようなホイールを採用した場合、ホイールを構成するスポーク間から、ディスクブレーキ装置のアウト側外観が視認することができ、そのデザイン性にも需要者の関心が高められている。

[0018] このため、フローティング型のディスクブレーキ装置を採用している車両等では、キャリパ全体を被覆し、オポーズド型のディスクブレーキ装置のような外観を得るカバーが提案されている。しかし、キャリパ全体を覆う従来のカバーは、ディスクブレーキ装置全体の重量を増加させることにより、車両としての燃費性能を低下させることとなる。また、汎用性を高めるために組付け性が不安定となっており、走行中に脱落する危険性もある。また、キャリパ全体を覆った場合、制動時に生じる熱を放熱する作用が低下し、ブレーキ性能を低下させるおそれもある。このように、従来のカバーは、機能的でないばかりでなく、環境問題対策（e c o l o g y）的にもこれに反する作用を成すものであった。

[0019] そこで本発明では、ディスクブレーキ装置の外観デザインを向上させることができ、かつ軽量で組付け安定性が良く、ブレーキ性能の低下を招くおそれの無いことを基本とし、さらには、キャリパボディの剛性を高める作用を担うことのできるディスクブレーキ用カバーを提供することを第2の目的とする。

[0020] また、特許文献7に開示されているディスクブレーキ装置におけるブレーキパッドや、特許文献6に開示されているディスクブレーキ装置におけるアウト側ブレーキパッドでは、サポートに配置されたガイドピンのみにより、制動時の接線力を受ける構成とされている。このような構成とした場合、キャリパボディの姿勢が傾斜するおそれは無いが、アウト側ブレーキパッドの接線力は、ガイドピンの先端側に負荷されることとなる。このため、制動時に負荷される接線力が高い場合には、ガイドピンの歪みが大きくなり、ライニングに偏摩耗を生じさせるおそれがある。さらに、ガイドピンの歪みが塑性的に生じた場合には、キャリパボディの摺動性が悪化し、ブレーキ特性にも影響を及ぼすことになってしまう。

[0021] また、特許文献3に開示されているディスクブレーキ装置では、キャリパボディの爪により、制動時の接線力を受ける構成としている。このような構成とした場合、制動時の接線力が高くなると、キャリパボディの姿勢の傾きが大きくなり、ライニングに偏摩耗を生じさせ易くなるという問題がある。

[0022] これらの問題を解決するべく、特許文献6、7に開示されているような場合には、ガイドピンの直径を太くすることで剛性を高め、特許文献3に開示されているような場合には、キャリパボディの全体的な肉厚を増加させることで剛性を高めるという手段を採ることが考えられる。しかし、いずれの手段であっても、各要素の剛性を高めるためには、ディスクブレーキ装置全体の重量の増加を伴うこととなり、車両の燃料消費特性や、運動性能を悪化させる他、ディスクブレーキ装置の大型化による取り付け汎用性の低下も懸念されることとなる。

[0023] そこで本発明では、ディスクブレーキ装置の軽量化を実現しつつ、制動時におけるキャリパボディの姿勢の安定性を確保し、摩擦部材の偏摩耗の発生を抑制することのできるディスクブレーキ装置用ブレーキパッドを提供することを第3の目的とする。

課題を解決するための手段

[0024] 本発明の上記第1の目的は、下記(1)～(11)の構成により達成される。

(1) ロータのインナ側に配置されたシリンダ部と、前記ロータのアウト側に配置されてシリンダ配置位置と対向する位置に内周側切欠き部を有する爪部とが、センタブリッジと当該センタブリッジを基点として前記ロータの回入側および回出側に配置されたサイドブリッジとにより接続され、外周側切欠き部が、前記センタブリッジと前記サイドブリッジとの間に設けられたキャリパボディと、前記外周側切欠き部からキャリパボディ外部に露出し、前記センタブリッジおよび前記サイドブリッジを構成する背肉の厚みの範囲内に配置されるガイドピン案内部が、前記シリンダ部と前記爪部との間に設けられたサポートと、前記サポートにおける前記ガイドピン案内部に摺動す

るガイドピンと、前記ロータのインナ側およびアウト側それぞれ配置されるインナ側ブレーキパッドおよびアウト側ブレーキパッドと、備え、前記アウト側ブレーキパッドは、前記内周側切欠き部における前記ロータの回入側と回出側のそれぞれにおいて、前記爪部の前記ロータの対向面に螺合されているディスクブレーキ装置。

[0025] (2) 上記(1)の構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記ガイドピン案内内部には、前記ガイドピンと同様な強度を有する部材により構成されたスリーブが備えられ、前記ガイドピンは、前記スリーブの内周側を摺動するディスクブレーキ装置。

[0026] このような構成とすることによれば、ガイドピン構成部材とサポート構成部材とが異なる材質の部材により構成された場合であっても、ガイドピンの摺動面は、同様な強度を有する部材により構成されたスリーブの内周面となる。このため、摺動面に電蝕(電気科学的腐食)や傷などが生じ、摺動性の悪化を招くおそれ無く、いずれか一方の部材(軟らかい部材により構成されている側)の摩滅が進行し易くなるというおそれも無い。

[0027] (3) 上記(2)の構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記ガイドピンは、前記スリーブ内において、前記爪部における前記ロータとの対向面に至る長さを有し、前記アウト側ブレーキパッドは、摩擦部材と前記爪部に螺合されるプレッシャプレートとを有し、前記プレッシャプレートには、制動時に前記スリーブに当接する耳部が設けられているディスクブレーキ装置。

[0028] このような構成とすることによれば、キャリパが撓むことによりチルト量が増加した際には、アウト側ブレーキパッドからの接線力をスリーブ(スリーブ内に配置されたガイドピン)が受けることとなり、チルト量の増大による偏摩耗の発生等を防ぐことが可能となる。

[0029] (4) 上記(3)の構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記耳部は、前記ロータの回出側に位置する前記スリーブに対する当接面を有するディスクブレーキ装置。

- [0030] このような構成とした場合には、制動時の接線力が大きくなった際に、スリーブに対して耳部は、押しアンカ状態となる。
- [0031] (5) 上記(4)の構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記外周側切欠き部は、前記ロータの回入側に位置する前記サイドブリッジ側の側壁に、前記スリーブに対する当接面を有するディスクブレーキ装置。
- [0032] このような構成とした場合には、制動時の接線力に対し、サイドブリッジに設けた当接面が引きアンカ状態となり、アウト側ブレーキパッドの耳部が、押しアンカ状態となる。
- [0033] (6) 上記(3)の構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記耳部は、前記ロータの回入側および回出側の双方に位置する前記スリーブに対する当接面を有するディスクブレーキ装置。
- [0034] このような構成とした場合には、制動時の接線力が大きくなった際に、スリーブに対して耳部は、押し、引き、両方でアンカ作用を得ることができる。
- [0035] (7) 上記(4)～(6)の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記ロータの回転中心と前記シリンダ配置位置の中心とを通る直線に平行な軸をY軸と定めた場合に、前記スリーブに対する2面または4面の前記当接面がそれぞれ平行で、かつ前記Y軸に平行に配置されているディスクブレーキ装置。
- [0036] このような構成とすることによれば、プレッシャプレートからスリーブに対する接線力の伝達ロスが少なくなる。
- [0037] (8) 上記(3)～(7)の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記プレッシャプレートにおける前記爪部との対向面側には、螺合のために前記爪部に設けられた貫通孔に嵌入可能なボスが設けられているディスクブレーキ装置。
- [0038] このような構成とした場合には、螺合のために設けたボルトが仮に脱落した場合であっても、アウト側ブレーキパッドは、ボスによる引っ掛かりにより保持され、脱落するおそれが無い。

[0039] (9) 上記(2)～(8)の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記キャリパボディと、前記スリーブとの間に、アンチラトルスプリングが設けられたディスクブレーキ装置。

[0040] このような構成とした場合には、アンチラトルスプリングが設けられることにより、キャリパボディのガタツキと共に倒れ込みも抑制することができる。このため、ラトル音を抑制することができると共に、キャリパボディの姿勢安定化に伴い、ライニングの片摩耗等を抑制し、安定した制動性能を発揮することが可能となる。

[0041] (10) 上記(3)～(9)の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記スリーブにおける前記アウト側ブレーキパッドとの接触部および前記キャリパボディとの接触部のうち少なくとも一方の接触部を覆うカバープレートと、前記プレッシャプレートと前記爪部との間に介在される本体プレートとを備え、前記カバープレートと前記本体プレートとをバネ部材で接続するパッドクリップが設けられたディスクブレーキ装置。

[0042] このような構成とすることによれば、異金属間の接触による電蝕や、摺動、衝撃等による摩耗や摩滅を抑制することが可能となる。

[0043] (11) 上記(1)～(10)の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記内周側切欠き部と前記爪部との段差を埋めるカバーが設けられたディスクブレーキ装置。

[0044] このような構成とした場合には、ディスクブレーキ装置における外観のデザイン性を向上させることができる。

[0045] また、本発明の上記第2の目的は、下記(12)～(13)の構成により達成される。

(12) 上記(11)の構成を備えたディスクブレーキ装置であって、前記カバーが、前記アウト側ブレーキパッドのプレッシャプレートと、前記爪部との間に介在されるベースプレートと、前記爪部に形成された前記内周側切欠き部を介してアウト側に露出するカバープレートと、を有するディスクブレーキ装置。

[0046] このような構成とすることによれば、ディスクブレーキ装置の外観デザインを向上させることができ、かつ軽量で組付け安定性が良く、ブレーキ性能の低下を招くおそれが無い。また、カバーによりキャリパボディの剛性を高めることもできる。

[0047] (13) 上記(12)の構成を有するディスクブレーキ装置であって、前記ベースプレートには、前記アウト側ブレーキパッドと共に前記爪部に共締め可能とするための固定孔が設けられたディスクブレーキ装置。

[0048] このような構成とした場合には、キャリパに対するカバーの組付け状態を、より確実なものとするのが可能となる。

[0049] また、本発明の上記第3の目的は、下記(14)～(18)の構成により達成される。

(14) 摩擦部材と前記摩擦部材が貼付されるプレッシャプレートとを有するディスクブレーキ装置用ブレーキパッドであって、前記プレッシャプレートには、前記摩擦部材を貼付した面とは反対側の面に突出する、少なくとも2つのポストと、ロータの回入側と回出側のそれぞれに配置されたトルク受け部とが設けられ、前記ポストの突出面には、キャリパボディに対して前記プレッシャプレートを固定するために用いられる雌ネジ穴が、当該ポストの突出方向に沿って設けられているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[0050] (15) 上記(14)の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッドであって、前記ポストは、ロータの外径に対して内周側となる位置に配置され、前記トルク受け部は、前記ロータの外径に対して外周側となる位置に配置されているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[0051] このような構成とすることにより、プレッシャプレートのポストは、制動時に接線力が負荷される範囲に配置されることとなり、組付け状態においては、接線力をロス無くキャリパボディへ伝達することが可能となる。一方、プレッシャプレートのトルク受け部をロータ外径に対して外周側へ配置することによれば、ディスクブレーキ装置においてアンカとなるサポートやガイドピン等を、ロータのアウト側側面にまで配置する必要性が無くなる。よって

、ディスクブレーキ装置全体の軽量化を図ることができる。また、摩擦部材よりも外周側にプレッシャプレートトルク受け部が配置されることにより、アンカとなるサポートやガイドピン等に負荷される接線力を低下させることができる。

[0052] (16) 上記(15)の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッドであって、前記ボスは、対を成す2つのボスの中心を結ぶ直線が、制動時に受ける接線力の負荷方向に沿う直線に平行で、かつ組み付け状態の正面視においてキャリパボディにおけるシリンダ中心に重なる位置、またはその近傍を通過する位置に配置されているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[0053] このような構成とすることにより、制動時に負荷される接線力のキャリパボディへの伝達ロスを最小限に抑えることができる。

[0054] (17) 上記(14)～(16)の何れかの構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッドであって、前記トルク受け部には、前記ロータの内周方向に開口を有する凹状の切欠きが設けられ、前記凹状の切欠きにおける対向面がトルク受け面とされたディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[0055] このような構成とすることにより、凹状の切欠き内に、アンカが配置されることとなる。また、ロータの回転方向を問わず、アンカに対して押し、あるいは引きにより、接線力を伝達することが可能となる。また、ブレーキパッドをキャリパボディへ締結固定した後に、ロータの外周側からキャリパボディをかぶせるように、サポートへ組付けることが可能となる。

[0056] (18) 上記(17)の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッドであって、前記凹状の切欠きにおける対向面は、それぞれ平行で、かつ前記シリンダ中心に重なる位置と前記ロータの回転中心に重なる位置を通る直線に平行な直線であるY軸に平行に設けられているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[0057] このような構成とすることにより、制動時に受けた接線力をロス無くガイドピンやサポート等のアンカへ伝達することができる。よって、トルク受け

面の滑りが発生することにより、キャリパボディの姿勢が傾いたり、摩擦部に偏摩耗が生じたりするおそれがない。

図面の簡単な説明

[0058] [図1]図 1 は本発明の第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す正面図である。

[図2]図 2 は本発明の第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す左側面図である。

[図3]図 3 は本発明の第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す背面図である。

[図4]図 4 は本発明の第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す上面図である。

[図5]図 5 は本発明の第 1 の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す底面図である。

[図6]図 6 は図 1 における A - A 断面を示す図である。

[図7]図 7 はキャリパボディを取り外したサポート、およびインナ側ブレーキパッドの配置構成を示す図である。

[図8]図 8 は図 2 における B - B 断面を示す図である。

[図9]図 9 は本実施形態に係るディスクブレーキ装置に採用可能なカバーを示す図であり、図 9 の (A) が正面、図 9 の (B) が左側面、図 9 の (C) が斜視をそれぞれ示す。

[図10]図 10 はアウト側ブレーキパッドにおける耳部とスリーブとの関係を説明するための図であり、押しアンカから押し引きアンカに移行する構成を示す図である。

[図11]図 11 はアウト側ブレーキパッドにおける耳部とスリーブとの関係を説明するための図であり、引きアンカから引き押しアンカに移行する構成を示す図である。

[図12]図 12 は本発明の第 2 の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す図であり、図 1 を援用した場合に、C - C 断面を示す図である。

[図13]図13は本発明の第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置の構成を示す図であり、図2を援用した場合に、B-B断面を示す図である。

[図14]図14は本第2実施形態に係るディスクブレーキ装置に用いられるアウト側ブレーキパッドの構成を示す正面図である。

[図15]図15は図14に示したアウト側ブレーキパッドの構成を示す底面図である。

[図16]図16は図14に示したアウト側ブレーキパッドの構成を示す左側面図である。

[図17]図17は本発明の第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置に適用可能なアウト側ブレーキパッドの応用形態を説明するための図である。

[図18]図18はキャリパボディの一部をアンカリング要素として利用するタイプのディスクブレーキ装置の構成を示す正面図である。

[図19]図19は図2のB-B断面に相当する図18の断面図である。

[図20]図20は非制動時におけるキャリパボディとスリーブ、およびガイドピンの配置形態を示す図である。

[図21]図21は制動初期時におけるキャリパボディとスリーブ、およびガイドピンの挙動を示す図であり、ロータ回入側のガイドピンがスリーブの内壁に当接した状態を示す。

[図22]図22は制動初期時におけるキャリパボディとスリーブ、およびガイドピンの挙動を示す図であり、ロータ回入側および回出側のガイドピンがスリーブの内壁に当接した状態を示す。

[図23]図23は制動時におけるキャリパボディとスリーブの挙動を示す図であり、ロータ回入側の切欠き部に形成された当接面eがスリーブの外周面に当接した状態を示す。

[図24]図24は制動時におけるキャリパボディとスリーブの挙動を示す図であり、ロータ回入側の切欠き部に形成された当接面eがスリーブの外周面に当接すると共に、アウト側ブレーキパッドにおける回出側の耳部に設けた当接面cがスリーブの外周面に当接した状態を示す。

[図25]図25は図18および図19に示す実施形態に係るディスクブレーキ装置に用いたアンチラトルスプリングの形態を示す図であり、図25の(A)が正面、図25の(B)が平面、図25の(C)が右側面をそれぞれ示す。

[図26]図26は本発明に係るディスクブレーキ装置に適用可能なパッドクリップの具体的構成の一例を示す図であり、図26の(A)が正面、図26の(B)が平面、図26の(C)が右側面、図26の(D)が斜視をそれぞれ示す。

発明を実施するための形態

[0059] 以下、本発明のディスクブレーキ装置及びディスクブレーキ装置用ブレーキパッドに係る実施の形態について、図面を参照しつつ詳細に説明する。

まず、図1から図9を主に参照して、本発明のディスクブレーキ装置に係る第1の実施形態について説明する。

[0060] 本第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10は、キャリパボディ12、サポート24、インナ側ブレーキパッド34、アウト側ブレーキパッド42、およびロータ60を基本として構成されている。

[0061] キャリパボディ12は、シリンダ部14と爪部16、センタブリッジ18、およびサイドブリッジ20を有する。シリンダ部14は、本第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10の駆動源であり、ピストン14aと、ピストン14aを収容および突出させるためのシリンダ14bとを有する。また、シリンダ部14には、詳細を後述するガイドピン52を組付けるためのガイドピン組付け部22が設けられている。ガイドピン組付け部22は、ロータ60の外周よりも外側に位置するように設けられている。組付けられたガイドピン52をロータ60の外周よりも外側に位置させ、ロータ60とガイドピン52の干渉を避けるためである。

[0062] 爪部16は、ピストン14aによって生ずる押圧力に対する反力受けである。爪部16には、シリンダ部14におけるシリンダ形成位置と対向する位置に、切欠き部16a（内周側切欠き部）が設けられている。切欠き部16

aを利用して、シリンダ部14におけるシリンダ14bの内周加工が行われるからである。爪部16を構成する各ブロック（本実施形態に示す例では2つのブロック）には、それぞれボルトを挿通させるための貫通孔16b（図12参照）が形成されている。貫通孔16bは、段孔とされ、締結に用いられるボルト17のボルト頭が外部に突出しない形態とすることが望ましい。キャリパボディ12は、ロータ60とホイール内壁95との限られたスペースに配置されるため、キャリパボディ12からの突出部位を減らすことにより、ホイールとの干渉を抑制することができると共に、フラット面の形成による美観の向上にも繋がるからである。

[0063] シリンダ部14と爪部16とは、ロータ60の外周よりも外側を跨ぐセンタブリッジ18とサイドブリッジ20により接続されている。本第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10では、センタブリッジ18の中央に、貫通孔19が設けられている。貫通孔19を設けることにより、ブレーキパッド（即ち、インナ側ブレーキパッド34およびアウト側ブレーキパッド42）におけるライニング36、44の減り具合の視認を容易に行うことが可能となると共に、制動時に生ずる熱の放熱にも寄与させることができる。サイドブリッジ20は、センタブリッジ18を基点として、ロータ60の回入側（1）と回出側（0）にそれぞれ設けられる。サイドブリッジ20を設けることによりキャリパボディ12は、平面視で枠型のフレームを有する構造となる。このため、キャリパボディ12の剛性を高めることができる。

[0064] 従って、鋳鉄よりも軟質なアルミニウム（アルミニウムを主体とした合金を含む）などによりキャリパボディ12を構成する場合であっても、センタブリッジ18の肉厚（いわゆる背肉）を薄くしつつ、制動時に生ずるシリンダ部14と爪部16との間の開きや、ロータ回転方向への歪み（チルト）を抑制することができる。センタブリッジ18やサイドブリッジ20の肉厚を薄くすることにより、車輪のホイール内壁95とロータ60の外周との隙間が狭い場合であっても、その隙間にキャリパボディ12を配置することができる。

- [0065] ホイール内壁 95 とロータ 60 の外周の間にキャリパボディ 12 が収まらない場合、ホイールのインチアップや、ロータのサイズダウンといった対策を採る必要が生ずる。そうした場合、例えばホイールのインチアップを図ると、タイヤの偏平を小さくする必要が生じ、乗り心地の悪化を招いたり、大径ホイールの装着によるコストアップが懸念される。また、ロータのサイズダウンを図った場合には、ピストン径を大きくし、ロータに対して同じ液圧を付与した際に、広い押圧面を確保する必要が生ずる。液圧を高めることによりロータに対して高い押圧力を付与するようにした場合には、制動時に生ずるシリンダ部と爪部との間の広がりが大きくなってしまうためである。また、大径のピストンを採用する場合には、重量の増大や、ブレーキ操作時におけるペダルのタッチフィーリングの悪化等の問題が生ずることが懸念される。
- [0066] また、上記のような構成とし、キャリパボディ 12 をアルミニウム等の軽量部材により構成することにより、ディスクブレーキ装置 10 全体の軽量化を図ることができ、車両の運動性能向上にも寄与することができる。
- [0067] センタブリッジ 18 とサイドブリッジ 20 との間にはそれぞれ、爪部 16 に掛かるように形成された切欠き部 21（外周側切欠き部）が設けられている。切欠き部 21 は、シリンダ部 14 におけるガイドピン組付け部 22 に対応する位置に設けられている。ガイドピン 52 を摺動させるためのサポート 24 におけるガイドピン案内部 32（本実施形態においてはガイドピン案内部 32 に設けられたスリーブ 50）と、キャリパボディ 12 との干渉を避けるためである。
- [0068] また、爪部 16 側における切欠き部 21 は、ロータ 60 の外周よりも外側にあたる部位の範囲で設けられている。爪部 16 においてロータ 60 の外周よりも内側の範囲にまで切欠き部 21 を広げた場合、サイドブリッジ 20 に接続された爪部 16 の構成部位とセンタブリッジ 18 に接続された爪部 16 の構成部位との連結部位が小さくなり、当該連結部位での撓みが生じる。このため、サイドブリッジ 20 の剛性によりセンタブリッジ 18 の撓みを抑制

するという効果が薄らぎ、キャリパボディ 12 の開きや捻れを抑制するために、センタブリッジ 18 の肉厚を厚くするという手段を採る必要が生じることとなる。これに対し、切欠き部 21 の範囲をロータ 60 の外周よりも外側にあたる部位といった最小限の範囲に抑えることにより、キャリパボディ 12 全体としての剛性を高めることができると共に、捻れや開きに関する力の分散を図ることができる。

[0069] サポート 24 は、車体に固定され、キャリパボディ 12 を摺動自在に支持する役割を担う。本実施形態においてサポート 24 は、キャリパボディ 12 におけるシリンダ部 14 と爪部 16 との間、すなわちキャリパボディ 12 のフレーム内に配置されている。

[0070] サポート 24 には、少なくとも、アンカ 26 と、ブリッジ 28、取り付け孔 30、およびガイドピン案内内部 32 が備えられている。アンカ 26 は、ロータ 60 の回入側 (1) と回出側 (0) のそれぞれに配置されている。本実施形態において、アンカ 26 は、インナ側ブレーキパッド 34 を支持すると共に、インナ側ブレーキパッド 34 が制動時に、ロータ 60 の回転に供回りしようとする力を受けとめるトルク受けとしての役割を担う。

[0071] ブリッジ 28 は、ロータ 60 の回入側 (1) に配置されるアンカ 26 と回出側 (0) に配置されるアンカ 26 とを接続する接続部材である。取り付け孔 30 は、各アンカ 26 とブリッジ 28 との接続部に設けられ、車両に設けられた取り付け穴 (不図示) に対してボルト (不図示) を介してサポート 24 を締結するための孔である。

[0072] ガイドピン案内内部 32 は、対を成すアンカ 26 の先端であって、組付け状態においてはロータ 60 の外周よりも外側となる位置に設けられた貫通孔、あるいは袋穴である。本実施形態では、ガイドピン案内内部 32 を貫通孔とし、当該貫通孔に袋状に形成したスリーブ 50 を配置する構成とし、当該スリーブ 50 内にガイドピン 52 を摺動させるように構成している。

[0073] ディスクブレーキ装置 10 の軽量化を図るために、サポート 24 がアルミニウム等の軽量金属で形成された場合であっても、摺動部材であるガイドピ

ン52には、鉄などの鋼材が採用される。こうした場合、両者の間には構成材料の違いから、電蝕（電気科学的腐食）が生じ、摺動性能の悪化を招くおそれがある。このため、摺動部材が接触する箇所にスリーブ50を配置し、当該スリーブ50をガイドピン52と同質部材により構成することで、両者の間に生じる電蝕を防ぐことができ、かつ軽量化も図ることができる。また、サポート24構成部材がガイドピン52の構成部材よりも軟質である場合には、摺動に起因してガイドピン案内部32が摩耗するおそれがあるが、硬質のスリーブ50を配置することによれば、これを防ぐことができる。

[0074] なお、ガイドピン52は、上述したキャリパボディ12におけるシリンダ部14のガイドピン組付け部22に組付けられる棒状部材である。組付けに関しては、ガイドピン52の基端がシリンダ部14に配置され、先端が爪部16側に配置されるようにする。ここで、ガイドピン52の長さは、組付け状態において爪部16におけるロータ60の対向面に至る程度の長さとするれば良い。

[0075] ここで、ガイドピン案内部32、スリーブ50、およびガイドピン52は、組付け状態においてキャリパボディ12に形成された切欠き部21に位置するように配置されている。このような構成とすることで、ロータ60の外周よりも外側に配置されることとなるガイドピン案内部32、スリーブ50、およびガイドピン52が、キャリパボディ12と干渉することを防ぐことができる。なお、ガイドピン案内部32、スリーブ50、およびガイドピン52は、いずれもキャリパボディ12におけるセンタブリッジ18と2つのサイドブリッジ20を結ぶことで構成される円弧の内側（すなわち、背肉部の厚みの範囲内）となるように配置構成されている。このような構成とすることで、キャリパボディ12が収容可能な領域であれば、ガイドピン案内部32等がホイール等と干渉することが無いからである。

[0076] インナ側ブレーキパッド34は、ロータ60のインナ側に配置され、シリンダ部14に備えられたピストン14aにより直接押圧されるブレーキパッドである。インナ側ブレーキパッド34は、ロータ60の摺動面に当接する

摩擦部材であるライニング36と、ライニング36が貼付される鋼板であるプレッシャプレート38とから構成されている。インナ側ブレーキパッド34は、サポート24のアンカ26に保持され、ロータ60の軸方向へ摺動する構成を採る。このため、プレッシャプレート38の端部（組付け状態でロータ60の回入側（1）と回出側（0）に位置する端部）には、アンカ26の内側に形成された凹形状に対応する凸状の耳部40が形成されている。なお、組付け時においては、アンカ26と耳部40との間に、インナ側ブレーキパッド34のガタつきを抑えると共に軸方向への摺動性を保つためのパッドクリップ54が配置されることとなる（図7参照）。

[0077] アウタ側ブレーキパッド42は、ロータ60のアウタ側に配置され、インナ側ブレーキパッド34がロータ60に押し付けられることによる反力で、爪部16によりロータ60側へ押圧されるブレーキパッドである。アウタ側ブレーキパッド42も、インナ側ブレーキパッド34と同様に、摩擦部材であるライニング44とプレッシャプレート46から構成されている。ライニング44は、プレッシャプレート46における一方の面であって、組付状態においては、ロータ60（例えば図1、図2参照）の配置面側に位置する面に貼付されている。本実施形態におけるインナ側ブレーキパッド34とアウタ側ブレーキパッド42との違いは、プレッシャプレート46の形態にある。本第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10では、アウタ側ブレーキパッド42を爪部に螺合、すなわちボルト17により固定する構成を採っている。このため、プレッシャプレート46には、ボルト締めするための雌ネジ穴46aが形成されている（図8参照）。

[0078] 雌ネジ穴46aの形成位置は、爪部16に設けた貫通孔16bに対応する位置とすると良い。これにより、貫通孔16bを介してボルト17によって、アウタ側ブレーキパッド42を爪部16に固定することができる。切欠き部16aにより2つのブロックに分割された爪部16におけるそれぞれのブロックにおいて、鋼板のプレッシャプレート46がボルト締めされることにより、爪部16とプレッシャプレート46を一塊の構造体とみなすことがで

き、プレッシャプレート46を強度メンバとして爪部16（キャリパボディ12）の剛性を向上させることができる。また、アウト側ブレーキパッド42が爪部16に固定されることにより、サポート24による摺動保持が不要となる。よって、サポート24にアウト側フレームを形成する必要が無く、サポート24の小型化による製造コストの削減、および軽量化の他、干渉防止のために設けるキャリパボディ12における切欠き部21の面積を抑制することにも寄与することができる。

[0079] また、雌ネジ穴46aは、ロータ60を基準とした場合には、ロータ60の外周を基点として、その内側（ロータ60の内周側）に配置される。さらに、雌ネジ穴46aは、アウト側ブレーキパッド42を正面から見た場合、ライニング44における摩擦面の範囲内に配置される構成とする。

[0080] また、図8に示すように、雌ネジ穴46aは、組付け状態において、2つの雌ネジ穴46aの中心を繋ぐ直線Iが、キャリパボディ12に設けられたシリンダ14bのシリンダ配置位置の中心O1近傍を通るように配置する。このような構成とすることにより、ロータ60から爪部16にボルト固定されたアウト側ブレーキパッド42に伝達された制動トルクを無駄なく、キャリパボディ12（爪部16）に伝達することができる。すなわち、制動時のトルクが負荷される接線方向に対して、爪部16とアウト側ブレーキパッド42との一体性を高めることができ、キャリパボディ12の構成の一部として、スリーブ50およびサポート24へ、接線力を伝達することができる。

[0081] プレッシャプレート46に形成されている耳部48は、制動時に、スリーブ50に当接する配置形態とすることが望ましい。制動時にキャリパボディ12に撓みが生じた際、アウト側ブレーキパッド42の耳部48がスリーブ50に当接することで、スリーブ50がアンカとしての役割を果たし、センタブリッジ18やサイドブリッジ20、および爪部16に掛かる負荷を軽減することができるからである。ここで、スリーブ50内に収容されているガイドピン52は上述したように、シリンダ部14を基点として、爪部16におけるロータ60の対向面に至る長さを持つ。このため、爪部16における

ロータ60の対向面に固定されたアウト側ブレーキパッド42のプレッシャプレート46がスリーブ50に当接する際には、その内部にガイドピン52が配置されていることとなる。よって、耳部48の当接によりスリーブ50が凹み等の損傷を受けるおそれは無い。

[0082] 本第1の実施形態に係るアウト側ブレーキパッド42におけるプレッシャプレート46の耳部48は、図8に示すように、スリーブ50を上方から覆うハンガ型とし、ロータ60の半径方向内周側に向けた開口部を持つ凹状の切欠きが形成されたトルク受け部である。耳部48がこのような形態とされた場合、ロータ60の回入側(1)に位置する耳部48では、耳部48の先端側がスリーブ50に当接し、いわゆる引きアンカ状態となる。一方で、ロータ60の回出側(0)に位置する耳部48では、耳部48の基端側がスリーブ50に当接し、いわゆる押しアンカ状態となる。また、このような形態によれば、アウト側ブレーキパッド42が爪部16に組み付けられた後、スリーブ50が配置されたサポート24に、キャリパボディ12を組付けることができる。

[0083] 本第1の実施形態では図8に示すように、平面視で、ロータ60の回転中心O0とシリンダ14bのシリンダ配置位置の中心O1(シリンダ中心)とを通る直線に平行な軸をY軸と定める。また、図中Y軸に直交する直線をX軸と定め、Y軸、X軸と交差し、ロータ60の回転軸に平行な直線をZ軸と定める。

[0084] 本実施形態のこのような環境下においては、耳部48とスリーブ50との当接面である当接面a、当接面b、当接面c、当接面dの4面は、それぞれ平行となるように形成されている。また、耳部48は、凹状の切欠きが形成されたトルク受け部であり、この凹状の切欠きにおける対向面である当接面a及び当接面bと、当接面c及び当接面dとがトルク受け面とされている。そして、各当接面a~dは、Y軸、より具体的にはY軸とZ軸の成す面(YZ面)と平行に形成されることとなる。スリーブ50における外周面がZ軸に平行に配置されるため、このような構成とすることにより、当接時におけ

る制動トルクの伝達ロスが少なくなるからである。なお、耳部48の形態をこのようなものとする場合、耳部48とスリーブ50との間の隙間を調整することにより、押しアンカのみ、引きアンカのみ、あるいは、制動初期時は押しアンカ（または引きアンカ）のみで、本制動時には押しアンカと引きアンカ（または引きアンカと押しアンカ）となるように構成することもできる。押し引きアンカとスリーブとの関係については、図10及び図11にそれぞれ一例を示す。なお、以下の説明は、図8に示すようにロータ60の回転方向を時計回り（右回り）と想定した際の説明である。

[0085] 図10に示す例は、耳部48のフック部分（凹状の切欠き）の中心間距離 L_2 が、スリーブ50（ガイドピン52）の中心間距離 L_1 よりも長い場合の例を示すものである。このような構成とした場合、スリーブ50と耳部48におけるフック部分との間に生ずる隙間が、プレッシャプレート46の中心側に生じる隙間 d_1 よりも、プレッシャプレートの端部側に生じる隙間 d_2 の方が大きくなる。このため、制動初期時であって、キャリパボディ12あるいはガイドピン52を含むスリーブ50の撓みが少ない場合には、ロータ60の回出側（0）に配置されたスリーブ50と耳部48との隙間 d_1 がゼロとなり、当接面cがスリーブ50と接触して押しアンカ状態となる。その後、接線力が高まった場合、ロータ60の回入側（1）に配置されたスリーブ50と耳部48との隙間 d_2 がゼロとなり、当接面aとスリーブ50とが接触して引きアンカ状態となる。つまり、 $L_1 < L_2$ とした場合には、 $d_1 < d_2$ となり、押しアンカから押し引きアンカの状態に至る構成となる。

[0086] 一方、図11に示す例は、耳部48のフック部分の中心間距離 L_2 が、スリーブ50（ガイドピン52）の中心間距離 L_1 よりも短い場合の例を示すものである。このような構成とした場合、スリーブ50と耳部48におけるフック部分との間に生ずる隙間が、プレッシャプレート46の中心側に生じる隙間 d_1 よりも、プレッシャプレートの端部側に生じる隙間 d_2 の方が小さくなる。このため、制動初期時であって、キャリパボディ12あるいはガイドピン52を含むスリーブ50の撓みが少ない場合には、ロータ60の回

入側（１）に配置されたスリーブ５０と耳部４８との隙間 d_2 がゼロとなり、当接面 a がスリーブ５０と接触して引きアンカ状態となる。その後、接線力が高まった場合、ロータ６０の回出側（０）に配置されたスリーブ５０と耳部４８との隙間 d_1 がゼロとなり、当接面 c がスリーブ５０と接触して押しアンカ状態となる。つまり、 $L_1 > L_2$ とした場合には、 $d_1 > d_2$ となり、引きアンカから引き押しアンカの状態に至る構成となる。

[0087] なお、本説明では、ロータ６０の回転方向が時計回り（右回り）の場合を想定して説明したために、スリーブ５０と接触する当接面は、当接面 a と当接面 c となったが、ロータ６０の回転方向を反時計回り（左回り）とした場合には、当接面 b と当接面 d がスリーブ５０と接触することとなる。また、図１０および図１１では、説明の理解を促すために、スリーブ５０と各当接面 $a \sim d$ の間に明らかな隙間があるように記載しているが、実際には、スリーブ５０と各当接面 $a \sim d$ の間の隙間は、ごく僅か、あるいはほぼ接触している状態となっており、制動時に、各当接面 $a \sim d$ に接線力が負荷されることとなる。

[0088] ロータ６０は、インナ側ブレーキパッド３４とアウト側ブレーキパッド４２との間に配置される回転板であり、各ブレーキパッドにおけるライニング３６、４４の対向位置に摺動面を有する。ロータ６０は、図示しない車輪と共に供回りするように固定されている。

[0089] また、本第１の実施形態に係るディスクブレーキ装置１０には、爪部１６に形成される切欠き部１６ a を覆うカバー７０が備えられている。カバー７０は、キャリパボディ１２のアウト側側面（正面）に生ずる凹凸を平滑化し、キャリパボディ１２の外観的な印象を変化させる。

[0090] 図９の（Ａ）～（Ｃ）に示すように、カバー７０は、ベースプレート７２とカバープレート７４から構成されている。ベースプレート７２は、カバー７０をキャリパボディ１２に固定するためのプレートである。本実施形態の場合のベースプレート７２は、アウト側ブレーキパッド４２のプレッシャプレート４６と、爪部１６との間に配置され、プレッシャプレート４６を爪部

16に固定するボルト17により、共締めされる。このため、ベースプレート71には、ボルト17を挿通させるための固定孔72aが形成されている。このような構成とすることにより、カバー70がキャリパボディ12から脱落するおそれが無くなる。

[0091] カバープレート74は、カバー70の主体部分であり、その形状は多岐に亙る。例えば本実施形態の場合、切欠き部16aにより生ずるプレッシャプレート46と、爪部16のアウト側面との間の段差を平滑化するように、ベースプレート72に対して凸状となるように形成されている。そして、爪部16の肉薄部分に沿うように、凸状に形成されたカバープレート74にも、ロータ60の内径側に配置される方向へ向けて、凸の厚みが薄くなるように傾斜が設けられている。このように、切欠き部16aによってキャリパボディ12のアウト側側面に生ずる段差を被覆し、外観の印象を変化させることで、ディスクブレーキ装置10のデザイン性を向上させ、いわゆる高級感や個性を出すことが可能となる。

[0092] ボルト固定可能なカバー70により切欠き部16aを覆う構成とすることにより、その交換をするだけで、手軽にキャリパボディ12の外観に変化やアクセントを与えることが可能となる。また、キャリパボディ12全体を被覆する構成としていないため、放熱性を良好に保つことができ、ブレーキ性能を良好に維持することができる。さらに、キャリパボディ12全体を被覆するものに比べて軽量である。このため、車両全体として見た場合には、燃費の向上にもつながる。

[0093] 次に、本発明のディスクブレーキ装置に係る第2の実施形態について、図12及び図13を参照して説明する。本第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置10aのほとんどの構成は、上述した第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10と同様である。よって、その構成を同一とする箇所には、図面に同一符号を付して、詳細な説明は省略すると共に、概観図については、第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10に関するものを援用するものとする。なお、図12は、本第2の実施形態に係るディスクブレーキ

装置の特徴的構成を示す断面図であり、図1を援用した場合には、C-C断面にあたる図である。また、図13は、図2を援用した場合に、B-B断面にあたる図である。

[0094] 本第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置10aと、上記第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10との相違点は、アウト側ブレーキパッド42の構成にある。具体的には、アウト側ブレーキパッド42を構成するプレッシャプレート46に、爪部16に形成した貫通孔16bに嵌合するボス46bを設けた点にある。

[0095] ここで、図14から図16を主に参照して、本発明のディスクブレーキ装置用ブレーキパッドに係る実施形態について、アウト側ブレーキパッド42を例に挙げて詳細に説明する。

本第2の実施形態に係るアウト側ブレーキパッド42のプレッシャプレート46には、プレート本体とボス46b、及び耳部48が備えられている。プレート本体は、上述したライニング44を貼付するための領域であり、ライニング44の外形よりも一回り大きく形成されている。ボス46bは、プレッシャプレート46の他方の面であってライニング44を貼付した面と反対側の面、すなわち組付け状態においてキャリパボディ12における爪部16と対向する面に突設されている（例えば図1、図2参照）。このためプレッシャプレート46を正面視した際には、ボス46bは、ライニング44の摩擦面の範囲内に設けられることとなる。

[0096] ボス46bは、少なくとも一対（2個）設けられ、それぞれ組付け状態において、正面から見た際に、シリンダ部14におけるシリンダ14bの内周側に位置しないように設けられる（例えば図8及び図10参照）。換言すると、対を成すボス46bがそれぞれ、ロータ60の回入側（I）に位置する爪部16と、ロータ60の回出側（O）に位置する爪部16に対応する位置に設けられる。このような配置形態とすることで、ボス46bを爪部16に形成した貫通孔16bに嵌合させることが可能となり、爪部16とプレッシャプレート46との一体性を持たせることができる。

[0097] また、対を成すボス46bの中心を結ぶ直線Iは、アウト側ブレーキパッド42を組付けたディスクブレーキ装置10を正面から見た際に、ロータ60の回転中心O0と重なる位置と、シリンダ部14に形成されたシリンダ14bのシリンダ配置位置の中心O1と重なる位置を通る直線に平行で、かつプレッシャプレート46の板面に平行な軸をY軸と定め、当該Y軸に対してロータ60の接線方向に直交する直線（制動時に受ける接線力の負荷方向に沿う直線）に平行な軸をX軸と定めた場合に、X軸に平行であり、かつシリンダ14bのシリンダ配置位置の中心O1、あるいはその近傍を通過する（図8参照）。このような配置形態でボス46bが設けられることにより、ピストン14aによる押圧中心（実際には、押圧に対する反力を受ける爪部16による押圧部分）に付与される接線力の方向と直線Iとが重なる。そのため、接線力が負荷される方向に対して、爪部16とアウト側ブレーキパッド42との一体性を高めることができ、キャリパボディ12における爪部16に対してロス無く接線力を伝達することができる。すなわち、アウト側ブレーキパッド42を、キャリパボディ12の強度メンバとして作用させることができる。なお、ここでいうシリンダ配置位置の中心O1の近傍とは、Y軸方向に沿った直線Iのズレ幅の許容範囲であり、例えばボス46bの直径、あるいは後述する雌ネジ穴46aの直径程度の範囲とすることができる。

[0098] また、ボス46bにはそれぞれ、ボス46bの突出方向（軸を定める場合には、ロータ60の軸線方向に平行な軸（Z軸））に沿って、雌ネジ穴46aが形成されている。ボス46bに雌ネジ穴46aが設けられることにより、爪部16に形成した貫通孔16bに嵌合させたボス46bがボルト17により螺合され、爪部16に安定的に締結することができる（図12参照）。これにより、アウト側ブレーキパッド42におけるプレッシャプレート46は、爪部16と一塊の構造体とみなすことができ、アウト側ブレーキパッド42（プレッシャプレート46）を強度メンバとして、切欠き部16aにより2つのブロックに分割されている爪部16（キャリパボディ12）の剛性を向上させることができる。

[0099] また、このような保持形態を採ることによれば、アウト側ブレーキパッド42をサポートにより保持する必要がなくなる。よって、サポート24にアウト側フレームを形成する必要が無く、サポート24の小型化による製造コストの削減、および軽量化を図ることができる。なお、ボス46bを爪部16における貫通孔16bに嵌合させる構成を採ることによれば、爪部16とプレッシャプレート46を締結しているボルト17が脱落した場合であっても、アウト側ブレーキパッド42が爪部16から脱落することを防ぐことができる。よって、安全面における信頼性も高めることができる。また、嵌合により、爪部16に対する組付け時の位置決めが容易となると共に、位置がズレた状態で組付けが完了したと誤認するおそれがない。

[0100] 耳部48は、制動時にガイドピン52（本第2の実施形態では詳細を後述するスリーブ50：図6等を参照）に当接し、ガイドピン52やスリーブ50をアンカとして、接線力を受ける役割を担う。このため、制動時にキャリパボディ12に撓みが生じた際、アウト側ブレーキパッド42の耳部48がスリーブ50に当接し、キャリパボディ12の撓みを抑えることができる。このため、制動時の接線力は、キャリパボディ12に伝達され、キャリパボディ12の一部として耳部48からスリーブ50へと伝達されることとなる。また、接線力は耳部48からのスリーブ50への伝達の他に、キャリパボディ12から直接、サポート24に接続されたガイドピン52の基部側へ伝達されることとなる。このため、キャリパボディ12の姿勢の傾きや、スリーブ50（ガイドピン52）の歪みによるライニング44の偏摩耗を抑制することができる。

[0101] なお、本第2の実施形態においては、スリーブ50内に収容されているガイドピン52は、シリンダ部14を基点として、爪部16におけるロータ60の対向面に至る長さを持つ。このため、爪部16におけるロータ60の対向面に固定されたアウト側ブレーキパッド42のプレッシャプレート46がスリーブ50に当接する際には、その内部にガイドピン52が配置されていることとなる。よって、耳部48の当接によりスリーブ50が凹み等の損傷

を受けるおそれは無い。

[0102] 本第2の実施形態では、耳部48がガイドピン52、あるいはガイドピン52を被覆するスリーブ50に当接する構成を採るため、ガイドピン52（スリーブ50）が、ロータ60の外周側に配置されるディスクブレーキ装置10（10a）に組付けられることを前提とする。このため、プレッシャプレート46のトルク受け部となる耳部48は、ロータ60の回入側（I）と回出側（O）のそれぞれに、ロータ60の外径に対して外周側となる位置に配置されることとなる。これに対してボス46bは、ロータ60の外径に対して内周側に配置されることとなる。なお、特許文献7に開示されているディスクブレーキ装置のように、サポートがロータを跨いだ後、ロータ外径の内周側に、ロータ側へ突出させたガイドピンを備える形態のディスクブレーキ装置も存在する。しかしながら、このような形態のディスクブレーキ装置では、サポートの重量が増える他、ガイドピンをロータのインナ側とアウト側に設ける必要が生じ、部品点数も増加するといった難点が生じるため、本第2の実施形態のようなディスクブレーキ装置10aを採ることが望ましい。

[0103] また、プレッシャプレート46のトルク受け部に負荷される制動トルクを τ [N・m]とした場合、 τ = 半径 r × 接線方向の力 F で示すことができる。よって、プレッシャプレート46のトルク受け部である耳部48をロータ60の外径の外周側に配置することにより、内周側に配置する場合に比べて r を大きくすることができ、接線方向の力（接線力） F を小さくすることができる。このため、プレッシャプレート46のトルク受け部となる耳部48をロータ60の外径よりも外周側に配置するブレーキパッドとすることで、制動時に、ガイドピン52やスリーブ50に掛かる負荷を低減することができる。

[0104] なお、ボス46bを設けたプレッシャプレート46を採用した場合であっても、爪部16に対してボルト17を介して固定されることとなるが、プレッシャプレート46の爪部16との対向面に、貫通孔16bに嵌入可能なボ

ス46bを形成することにより、アウト側ブレーキパッド42を固定するボルト17が仮に脱落した場合であっても、アウト側ブレーキパッド42が落下するおそれがない。

[0105] このように、本第2の実施形態に係るディスクブレーキ装置10aでは、第1の実施形態に係るディスクブレーキ装置10に対し、安全面における信頼性をより高めることが可能となる。

[0106] 次に、上記各実施形態に対して対応可能なアウト側ブレーキパッドについて、図17を参照して説明する。本形態に対応するアウト側ブレーキパッド42aは、上記各実施形態において説明したアウト側ブレーキパッド42と比較すると、耳部48の形態が異なる。上記各実施形態において説明したアウト側ブレーキパッド42の耳部48がハンガ型であったのに対し、本形態におけるアウト側ブレーキパッド42aの耳部48aは、直線状に切り落とされた当接面49とされ、簡略化された形態となっている。ここで、耳部48aに構成される当接面49は、上記各実施形態と同様に、Y軸、より具体的にはY軸とZ軸により構成される面（YZ面）に平行に構成される。

[0107] アウト側ブレーキパッド42aの耳部48aをこのような形態とした場合であっても、スリーブ50に対する当接面49を有することにより、制動時においては、スリーブ50によるアンカ効果を得ることができる。しかし、本形態における耳部48aは、切り落としの当接面49であるため、いわゆる引きアンカによるアンカ効果を得ることはできない。このため、アンカ効果は、ロータ60の回出側（O）に位置するスリーブ50に対する押しアンカによるもののみとなる。なお、プレッシャプレート46の形態として、本形態のようなものを採用した場合には、上記各実施形態において説明したものに比べ、板取性が向上することとなる。このため、材料コスト、および重量を低減できる他、外形形状の単純化に伴う加工コストの低減も図ることができる。

[0108] 次に、図17に示したような耳部48aを直線状に切り落としたタイプのアウト側ブレーキパッド42aや、図18及び図19に示すような耳部48

bをハンガ型としないタイプのアウタ側ブレーキパッド42bを用いて引きアンカと押しアンカ双方のアンカ効果を奏することを可能とするディスクブレーキ装置10bについて説明する。

[0109] 本実施形態では、ボルト17を介した固定によりアウタ側ブレーキパッド42bと一体化されている爪部16が、トルク受け要素として利用されるが、その他の構成、作用等に関しては、上述した各実施形態と同様である。よって、その構成を同一とする箇所には、図面に同一符号を付して、その詳細な説明を省略することとする。

[0110] 上記各実施形態に係るディスクブレーキ装置10、10aとの具体的な相違点としては、切欠き部21の構成にある。上述した各実施形態に係るディスクブレーキ装置10、10aにおけるキャリパボディ12では、キャリパボディ12とスリーブ50との干渉を避けるように切欠き部21が設けられていた。これに対し本実施形態に係るディスクブレーキ装置10bでは、キャリパボディ12に設けた切欠き部21のうち、サイドブリッジ20側に位置する爪部16の側壁に当接面e、fが構成されている（図20参照）。

[0111] このような構成とすることにより、ロータ60の回入側（I）においては、切欠き部21に設けた当接面eがスリーブ50に接触することで、引きアンカを構成し、ロータ60の回出側（O）では、プレッシャプレート46の耳部48bに設けた当接面cがスリーブ50に接触することで、押しアンカを構成する（図20参照）。また、上述したように、耳部48bの形状をハンガ型としたものに比べ、板取性の向上、材料コスト、重量、および加工コストの低減を図ることが可能となる。また、プレッシャプレート46に締結されたキャリパボディ12の一部をアンカ要素として引きアンカの効果を奏するため、耳部の板幅を広げたハンガ型とする必要性が無い。このため、ホイール内壁95との隙間が狭い場合であっても、ロータ60の回入側（I）における引きアンカを実現させることができる。さらに、切欠き部21に当接面e、fを構成するために、当該部分を凸状に形成することによれば、実質的に切欠き部21の開口面積を縮小することとなる。このため、キャリパ

ボディ 12 の剛性を高めることができる。

[0112] このような特徴的な構成を有するディスクブレーキ装置 10 b では、キャリアボディ 12 における当接面 e, f は、刃具をロータ 60 の半径方向から挿入し、挿入した刃具を軸方向へスライドさせることで加工することができる。キャリアボディ 12 におけるセンタブリッジ 18 とサイドブリッジ 20 との間には、切欠き部 21 が設けられている。このため、切欠き部 21 を利用して刃具を挿入することができる。

[0113] 本実施形態に係るディスクブレーキ装置 10 b では、各当接面とスリーブ 50 との隙間が、図 20 に示すように定められている。すなわち、ロータ 60 の回転方向を時計回り（図中右から左への回転）とした場合、回入側（I）の切欠き部 21 に設けた当接面 e とスリーブ 50 との間の隙間 D3 が、回出側（O）の耳部 48 b に設けた当接面 c とスリーブ 50 との間の隙間 D4 よりも狭くなるように設定されている。また、本実施形態に係るディスクブレーキ装置 10 b では、スリーブ 50 とガイドピン 52 との間の隙間 D1, D2 について、設計上 $D2 > D1$ となるように定められている。なお、図 20 ~ 図 24 においては、説明を理解しやすくするために、各構成部材間の隙間 D1 ~ D4 を、実際よりも大きく示すと共に、スリーブ 50 内においてガイドピン 52 が浮いているように示している。このような配置設定により、制動時においては、次のような挙動でトルク受けが成される。

[0114] まず、制動初期時においては、サポート 24 に固定されたスリーブ 50 に対して、キャリアボディ 12 がロータ 60 の回転方向へずれることとなる。このため、図 21 に示すように、ロータ 60 の回入側（I）に配置されたスリーブ 50 内において、ガイドピン 52 が回出側内周面に当接する（引きアンカ：隙間 $D1 = 0$ ）。次に、図 22 に示すように、ロータ 60 の回出側（O）に配置されたスリーブ 50 内において、ガイドピン 52 が回出側内周面に当接する（押しアンカ：隙間 $D2 = 0$ ）。このような挙動が瞬時的に成され、その後にキャリアボディ 12、およびプレッシャプレート 46 を介したアンカリングが成される。すなわち、図 23 に示すように、ロータ 60 の回

入側（I）において、切欠き部21に設けた当接面eがスリーブ50の回入側外側面に当接する（引きアンカ：隙間D3=0）。さらに制動トルクが上昇すると、図24に示すように、ロータ60の回出側（O）において、プレッシャプレート46の耳部48bに設けた当接面cが、スリーブ50における回入側外側面に当接する（押しアンカ：隙間D4=0）。

[0115] また、本実施形態に係るディスクブレーキ装置10bには、アンチラトルスプリングを組み付けている。

[0116] アンチラトルスプリングは、キャリパボディ12の倒れ込みを防止し、姿勢の安定化を図るための要素である（半径方向位置決め要素）。アンチラトルスプリング80は、例えば図25の（A）～（C）に示すように、キャリパ側係合部82と、スリーブ側係合部88とを有し、両者がバネ部92により接続されている。なお、図25の（A）は、アンチラトルスプリング80の正面形態を示す図であり、図25の（B）は平面形態、図25の（C）は右側面形態をそれぞれ示す図である。

[0117] 図25に示す形態のアンチラトルスプリング80では、キャリパ側係合部82には、クリップ部84と、荷重ポイント86が設けられている。クリップ部84は、キャリパボディ12の一部を挟持し（図18で示す例では、センタブリッジ18に形成した貫通孔19を形成している背肉部のうちの薄肉化されている部分を挟持）、アンチラトルスプリング80全体をキャリパボディ12に安定保持させるための要素である。キャリパ側係合部82における荷重ポイント86は、キャリパボディ12の内周側に接触し、キャリパボディ12を持ち上げる方向（ロータ60の半径方向外周側へ向かう方向）の荷重を付与する。

[0118] 一方、スリーブ側係合部88は、スリーブ50に当接する荷重ポイント90を備えていれば足りる。スリーブ側係合部88の荷重ポイント90は、スリーブ50を押し下げる方向（ロータの半径方向内周側へ向かう方向）の荷重を付与する。

[0119] 各荷重ポイント86、90により、上記のような荷重が付与されることで

、キャリパボディ12は、爪部16側において、スリーブ50を基点として押上げられることとなり、姿勢の安定化を図ることができる。これにより、非制動時等におけるキャリパボディ12の無用な揺動を抑制することができ、ラトル音を抑制することができる。また、制動時においても、キャリパボディ12の挙動を安定させることができ、安定した制動力を得ることができる。

[0120] また、本実施形態に係るディスクブレーキ装置10bは、図26の(A)～(D)に示すようなパッドクリップを備えるようにしても良い。なお、図26の(A)は、パッドクリップの正面形態を示す図であり、図26の(B)は平面形態、図26の(C)は右側面形態、図26の(D)は斜視形態をそれぞれ示す図である。

[0121] パッドクリップ100は、アウト側ブレーキパッド42b(アウト側ブレーキパッド42bに締結されたキャリパボディ12も含む)がロータ60の円周方向において、トルク受け部分であるスリーブ50間の中心に位置するように姿勢制御すると共に(円周方向位置決め要素)、被覆部の摩耗や摩滅を防止するための要素である。

[0122] 具体的な構成の一例として、パッドクリップ100は、本体プレート102と、カバープレート106とを有し、両者がバネ部材104により接続されている。図26の(A)～(D)に示す形態のパッドクリップ100では、本体プレート102が爪部16とプレッシャプレート46との間に配置される。このような構成とした場合、ボルト17によりアウト側ブレーキパッド42bが爪部16に締結されることで、パッドクリップ100の位置決めが成される。

[0123] また、カバープレート106は、ハンガ型の形状を有し、スリーブ50の外周面をロータ60の外周側から覆うように配置する。このような構成とすることで、耳部48aとスリーブ50の外周部との接触を避けることができる。これにより、異金属間における電蝕や、摺動や制動時の衝撃による摩耗や摩滅を抑制することができる。バネ部材104は、2つのスリーブ50間

に配置されたアウト側ブレーキパッド42bの円周方向における位置決めを行う。これにより、アウト側ブレーキパッド42bと一体化されたキャリアボディ12の円周方向位置も安定することとなる。

[0124] ここで、上述した本発明に係るディスクブレーキ装置及びディスクブレーキ装置用ブレーキパッドの実施形態の特徴をそれぞれ以下に簡潔に纏めて列記する。

[0125] [1] ロータ60のインナ側に配置されたシリンダ部14と、前記ロータ60のアウト側に配置されてシリンダ配置位置と対向する位置に内周側切欠き部（切欠き部）16aを有する爪部16とが、センタブリッジ18と当該センタブリッジ18を基点として前記ロータ60の回入側（I）および回出側（O）に配置されたサイドブリッジ20とにより接続され、外周側切欠き部（切欠き部）21が、前記センタブリッジ18と前記サイドブリッジ20との間に設けられたキャリアボディ12と、前記外周側切欠き部（切欠き部）21からキャリアボディ外部に露出し、前記センタブリッジ18および前記サイドブリッジ20を構成する背肉の厚みの範囲内に配置されるガイドピン案内部32が、前記シリンダ部14と前記爪部16との間に設けられたサポート24と、前記サポート24における前記ガイドピン案内部32に摺動するガイドピン52と、前記ロータ60のインナ側およびアウト側にそれぞれ配置されるインナ側ブレーキパッド34およびアウト側ブレーキパッド42と、備え、前記アウト側ブレーキパッド42は、前記内周側切欠き部（切欠き部）16aにおける前記ロータ60の回入側（I）と回出側（O）のそれぞれにおいて、前記爪部16における前記ロータ60の対向面に螺合されているディスクブレーキ装置10。

[2] 上記[1]の構成を有するディスクブレーキ装置10であって、前記ガイドピン案内部32には、前記ガイドピン52と同様な強度を有する部材により構成されたスリーブ50が備えられ、前記ガイドピン52は、前記スリーブ50の内周側を摺動するディスクブレーキ装置10。

[3] 上記[2]の構成を有するディスクブレーキ装置10であって、前

記ガイドピン52は、前記スリーブ50内において、前記爪部16における前記ロータ60との対向面に至る長さを有し、前記アウト側ブレーキパッド42は、摩擦部材（ライニング）44と前記爪部16に螺合されるプレッシャプレート46とを有し、前記プレッシャプレート46には、制動時に前記スリーブ50に当接する耳部48が設けられているディスクブレーキ装置10。

[4] 上記[3]の構成を有するディスクブレーキ装置10aであって、前記耳部48aは、前記ロータ60の回出側(O)に位置する前記スリーブ50に対する当接面49を有するディスクブレーキ装置10a。

[5] 上記[4]の構成を有するディスクブレーキ装置10bであって、前記外周側切欠き部（切欠き部）21は、前記ロータ60の回入側(I)に位置する前記サイドブリッジ20側の側壁に、前記スリーブ50に対する当接面e, fを有するディスクブレーキ装置10b。

[6] 上記[3]の構成を有するディスクブレーキ装置10であって、前記耳部48は、前記ロータ60の回入側(I)および回出側(O)の双方に位置する前記スリーブ50に対する当接面a, b, c, dを有するディスクブレーキ装置10。

[7] 上記[4]～[6]の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置10であって、前記ロータ60の回転中心O0と前記シリンダ配置位置の中心O1とを通る直線に平行な軸をY軸と定めた場合に、前記スリーブ50に対する2面または4面の前記当接面a, b, c, dがそれぞれ平行で、かつ前記Y軸に平行に配置されているディスクブレーキ装置10。

[8] 上記[3]～[7]の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置10aであって、前記プレッシャプレート46における前記爪部16との対向面側には、螺合のために前記爪部16に設けられた貫通孔16bに嵌入可能なボス46bが設けられているディスクブレーキ装置10a。

[9] 上記[2]～[8]の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置10bであって、前記キャリパボディ12と、前記スリーブ50との間に、

アンチラトルスプリング 80 が設けられたディスクブレーキ装置 10 b。

[10] 上記 [3] ~ [9] の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置 10 b であって、前記スリーブ 50 における前記アウト側ブレーキパッド 42 b との接触部および前記キャリパボディ 12 との接触部のうち少なくとも一方の接触部を覆うカバープレート 106 と、前記プレッシャプレート 46 と前記爪部 16 との間に介在される本体プレート 102 とを備え、前記カバープレート 106 と前記本体プレート 102 とをバネ部材 104 で接続するパッドクリップ 100 が設けられたディスクブレーキ装置 10 b。

[11] 上記 [1] ~ [10] の何れかの構成を有するディスクブレーキ装置 10 であって、前記内周側切欠き部（切欠き部） 16 a と前記爪部 16 との段差を埋めるカバー 70 が設けられたディスクブレーキ装置 10。

[12] 上記 [11] の構成を備えたディスクブレーキ装置 10 であって、前記カバー 70 が、前記アウト側ブレーキパッド 42 のプレッシャプレート 46 と、前記爪部 16 との間に介在されるベースプレート 72 と、前記爪部 16 に形成された前記内周側切欠き部（切欠き部） 16 a を介してアウト側に露出するカバープレート 74 と、を有するディスクブレーキ装置 10。

[13] 上記 [12] の構成を有するディスクブレーキ装置 10 であって、前記ベースプレート 72 には、前記アウト側ブレーキパッド 42 と共に前記爪部 16 に共締め可能とするための固定孔 72 a が設けられたディスクブレーキ装置 10。

[14] 摩擦部材（ライニング） 44 と前記摩擦部材（ライニング） 44 が貼付されるプレッシャプレート 46 とを有するディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド） 42 であって、前記プレッシャプレート 46 には、前記摩擦部材（ライニング） 44 を貼付した面とは反対側の面に突出する、少なくとも 2 つのボス 46 b と、ロータ 60 の回入側（I）と回出側（O）のそれぞれに配置されたトルク受け部（耳部） 48 とが設けられ、前記ボス 46 b の突出面には、キャリパボディ 12 に対して前記プレッシャプレート 46 を固定するために用いられる雌ネジ穴 46 a が、当該

ボス46bの突出方向に沿って設けられているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42。

[15] 上記[14]の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42であって、前記ボス46bは、ロータ60の外径に対して内周側となる位置に配置され、前記トルク受け部（耳部）48は、前記ロータ60の外径に対して外周側となる位置に配置されているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42。

[16] 上記[15]の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42であって、前記ボス46bは、対を成す2つのボス46bの中心を結ぶ直線Iが、制動時に受ける接線力の負荷方向に沿う直線に平行で、かつ組み付け状態の正面視においてキャリパボディ12におけるシリンダ中心（シリンダ配置位置の中心）O1に重なる位置、またはその近傍を通過する位置に配置されているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42。

[17] 上記[16]の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42であって、前記トルク受け部（耳部）48には、前記ロータ60の内周方向に開口を有する凹状の切欠きが設けられ、前記凹状の切欠きにおける対向面（当接面）a, b, c, dがトルク受け面とされたディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42。

[18] 上記[17]の構成を備えたディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42であって、前記凹状の切欠きにおける対向面（当接面）a, b, c, dは、それぞれ平行で、かつ前記シリンダ中心（シリンダ配置位置の中心）O1に重なる位置と前記ロータ60の回転中心O0に重なる位置を通る直線に平行な直線であるY軸に平行に設けられているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド（アウト側ブレーキパッド）42。

[0126] なお、本発明のディスクブレーキ装置及びディスクブレーキ装置用ブレーキパッドは、上述した実施形態に限定されるものではなく、適宜、変形、改良等が可能である。その他、上述した実施形態における各構成要素の材質、形状、寸法、数、配置箇所等は本発明を達成できるものであれば任意であり、限定されない。

また、本出願は、2012年10月26日出願の日本特許出願（特願2012-236574）、2012年10月26日出願の日本特許出願（特願2012-236577）及び2013年9月19日出願の日本特許出願（特願2013-194028）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

産業上の利用可能性

[0127] 上記のようなディスクブレーキ装置によれば、軽量化を図りつつ適正な剛性を保ち、かつ狭隘な車輪スペースにも搭載可能なディスクブレーキ装置とすることができる。

また、上記のようなディスクブレーキ装置用ブレーキパッドによれば、ディスクブレーキ装置の軽量化を実現しつつ、制動時におけるキャリパボディの姿勢の安定を確保し、摩擦部材の偏摩耗の発生を抑制することが可能となる。

符号の説明

[0128] 10, 10a, 10b……ディスクブレーキ装置、12……キャリパボディ、14……シリンダ部、14a……ピストン、14b……シリンダ、16……爪部、16a……切欠き部（内周側切欠き部）、16b……貫通孔、17……ボルト、18……センタブリッジ、19……貫通孔、20……サイドブリッジ、21……切欠き部（外周側切欠き部）、22……ガイドピン組付け部、24……サポート、26……アンカ、28……ブリッジ、30……取り付け孔、32……ガイドピン案内部、34……インナ側ブレーキパッド、36……ライニング、38……プレッシャプレート、40……耳部、42, 42a, 42b……アウ

タ側ブレーキパッド、44…………ライニング（摩擦部材）、46…………プレ
ッシャプレート、46a…………雌ネジ穴、46b…………ボス、48, 48a
, 48b…………耳部、50…………スリーブ、52…………ガイドピン、54…
…………パッドクリップ、60…………ロータ、70…………カバー、72…………ベ
ースプレート、72a…………固定孔、74…………カバープレート、80……
…アンチラトルスプリング、82…………キャリパ側係合部、84…………クリ
ップ部、86…………荷重ポイント、88…………スリーブ側係合部、90……
…荷重ポイント、92…………バネ部、100…………パッドクリップ、102
…………本体プレート、104…………バネ部材、106…………カバープレート
。

請求の範囲

[請求項1]

ロータのインナ側に配置されたシリンダ部と、前記ロータのアウト側に配置されてシリンダ配置位置と対向する位置に内周側切欠き部を有する爪部とが、センタブリッジと当該センタブリッジを基点として前記ロータの回入側および回出側に配置されたサイドブリッジとにより接続され、外周側切欠き部が、前記センタブリッジと前記サイドブリッジとの間に設けられたキャリパボディと、

前記外周側切欠き部からキャリパボディ外部に露出し、前記センタブリッジおよび前記サイドブリッジを構成する背肉の厚みの範囲内に配置されるガイドピン案内部が、前記シリンダ部と前記爪部との間に設けられたサポートと、

前記サポートにおける前記ガイドピン案内部に摺動するガイドピンと、

前記ロータのインナ側およびアウト側にそれぞれ配置されるインナ側ブレーキパッドおよびアウト側ブレーキパッドと、を備え、

前記アウト側ブレーキパッドは、前記内周側切欠き部における前記ロータの回入側と回出側のそれぞれにおいて、前記爪部の前記ロータの対向面に螺合されているディスクブレーキ装置。

[請求項2]

前記ガイドピン案内部には、前記ガイドピンと同様な強度を有する部材により構成されたスリーブが備えられ、前記ガイドピンは、前記スリーブの内周側を摺動する請求項1に記載のディスクブレーキ装置。

[請求項3]

前記ガイドピンは、前記スリーブ内において、前記爪部における前記ロータとの対向面に至る長さを有し、

前記アウト側ブレーキパッドは、摩擦部材と前記爪部に螺合されるプレッシャプレートとを有し、前記プレッシャプレートには、制動時に前記スリーブに当接する耳部が設けられている請求項2に記載のディスクブレーキ装置。

- [請求項4] 前記耳部は、前記ロータの回出側に位置する前記スリーブに対する当接面を有する請求項3に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項5] 前記外周側切欠き部は、前記ロータの回入側に位置する前記サイドブリッジ側の側壁に、前記スリーブに対する当接面を有する請求項4に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項6] 前記耳部は、前記ロータの回入側および回出側の双方に位置する前記スリーブに対する当接面を有する請求項3に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項7] 前記ロータの回転中心と前記シリンダ配置位置の中心とを通る直線に平行な軸をY軸と定めた場合に、前記スリーブに対する2面または4面の前記当接面がそれぞれ平行で、かつ前記Y軸に平行に配置されている請求項4乃至6のいずれか1項に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項8] 前記プレッシャプレートにおける前記爪部との対向面側には、螺合のために前記爪部に設けられた貫通孔に嵌入可能なボスが設けられている請求項3乃至6のいずれか1項に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項9] 前記キャリパボディと、前記スリーブとの間に、アンチラトルスプリングが設けられた請求項2乃至6のいずれか1項に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項10] 前記スリーブにおける前記アウト側ブレーキパッドとの接触部および前記キャリパボディとの接触部のうち少なくとも一方の接触部を覆うカバープレートと、
前記プレッシャプレートと前記爪部との間に介在される本体プレートとを備え、
前記カバープレートと前記本体プレートとをバネ部材で接続するパッドリップが設けられた請求項3乃至6のいずれか1項に記載のディスクブレーキ装置。
- [請求項11] 前記内周側切欠き部と前記爪部との段差を埋めるカバーが設けられ

た請求項 1 乃至 6 のいずれか 1 項に記載のディスクブレーキ装置。

[請求項12]

前記カバーが、

前記アウト側ブレーキパッドのプレッシャプレートと、前記爪部との間に介在されるベースプレートと、

前記爪部に形成された前記内周側切欠き部を介してアウト側に露出するカバープレートと、を有する請求項 1 1 に記載のディスクブレーキ装置。

[請求項13]

前記ベースプレートには、前記アウト側ブレーキパッドと共に爪部に共締め可能とするための固定孔が設けられた請求項 1 2 に記載のディスクブレーキ装置。

[請求項14]

摩擦部材と前記摩擦部材が貼付されるプレッシャプレートとを有するディスクブレーキ装置用ブレーキパッドであって、

前記プレッシャプレートには、前記摩擦部材を貼付した面とは反対側の面に突出する、少なくとも 2 つのボスと、ロータの回入側と回出側のそれぞれに配置されたトルク受け部とが設けられ、

前記ボスの突出面には、キャリパボディに対して前記プレッシャプレートを固定するために用いられる雌ネジ穴が、当該ボスの突出方向に沿って設けられているディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[請求項15]

前記ボスは、前記ロータの外径に対して内周側となる位置に配置され、

前記トルク受け部は、前記ロータの外径に対して外周側となる位置に配置されている請求項 1 4 に記載のディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

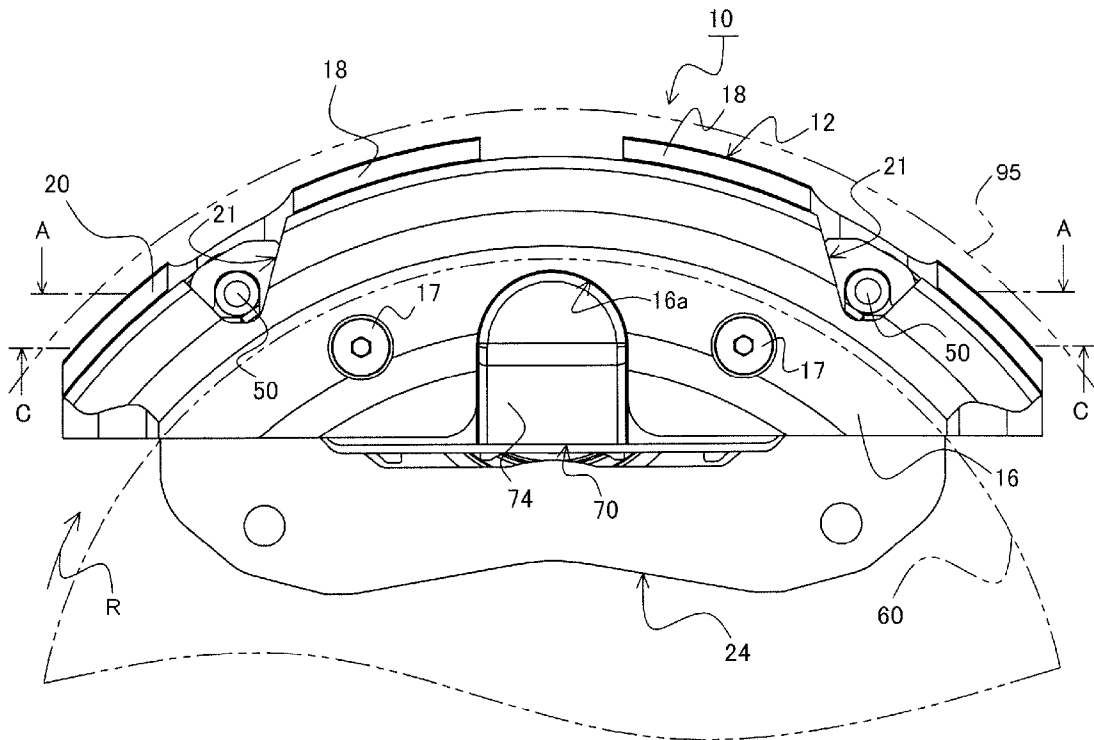
[請求項16]

前記ボスは、対を成す 2 つのボスの中心を結ぶ直線が、制動時に受ける接線力の負荷方向に沿う直線に平行で、かつ組み付け状態の正面視において前記キャリパボディにおけるシリンダ中心に重なる位置、またはその近傍を通過する位置に配置されている請求項 1 5 に記載のディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

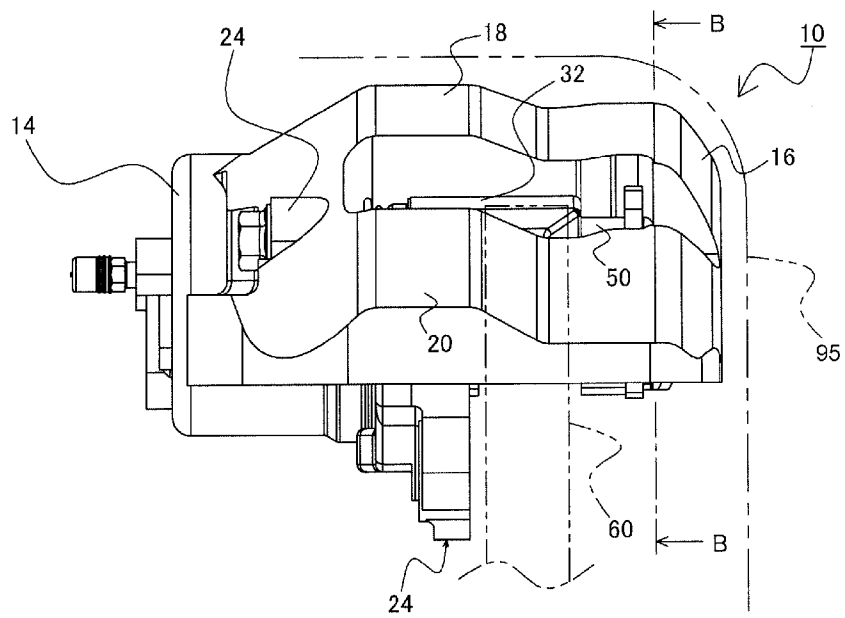
[請求項17] 前記トルク受け部には、前記ロータの内周方向に開口を有する凹状の切欠きが設けられ、前記凹状の切欠きにおける対向面がトルク受け面とされた請求項16に記載のディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

[請求項18] 前記凹状の切欠きにおける対向面は、それぞれ平行で、かつ前記シリンダ中心に重なる位置と前記ロータの回転中心に重なる位置を通る直線に平行な直線であるY軸に平行に設けられている請求項17に記載のディスクブレーキ装置用ブレーキパッド。

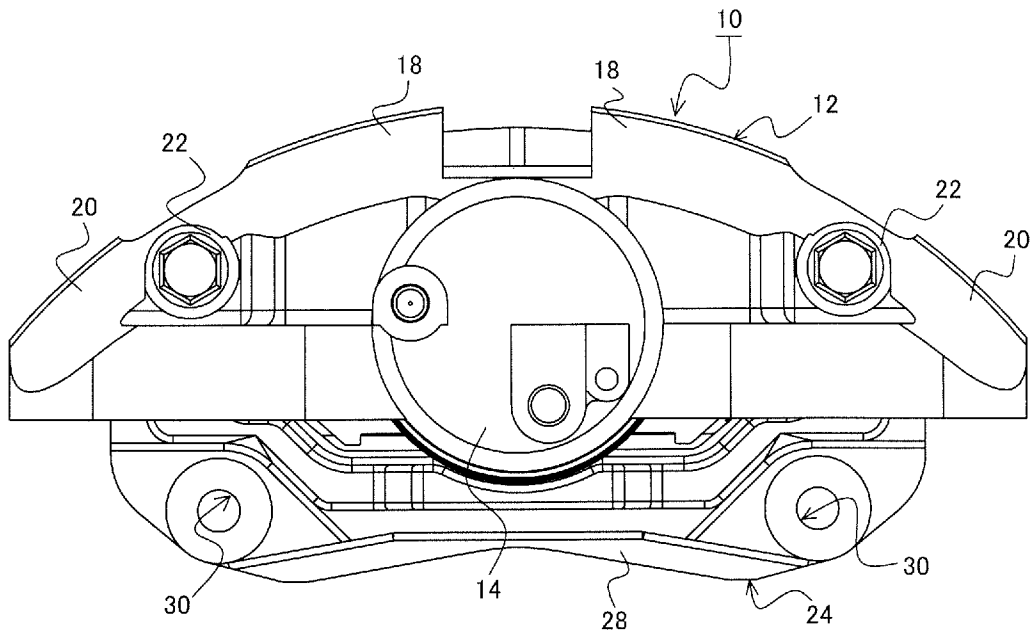
[図1]



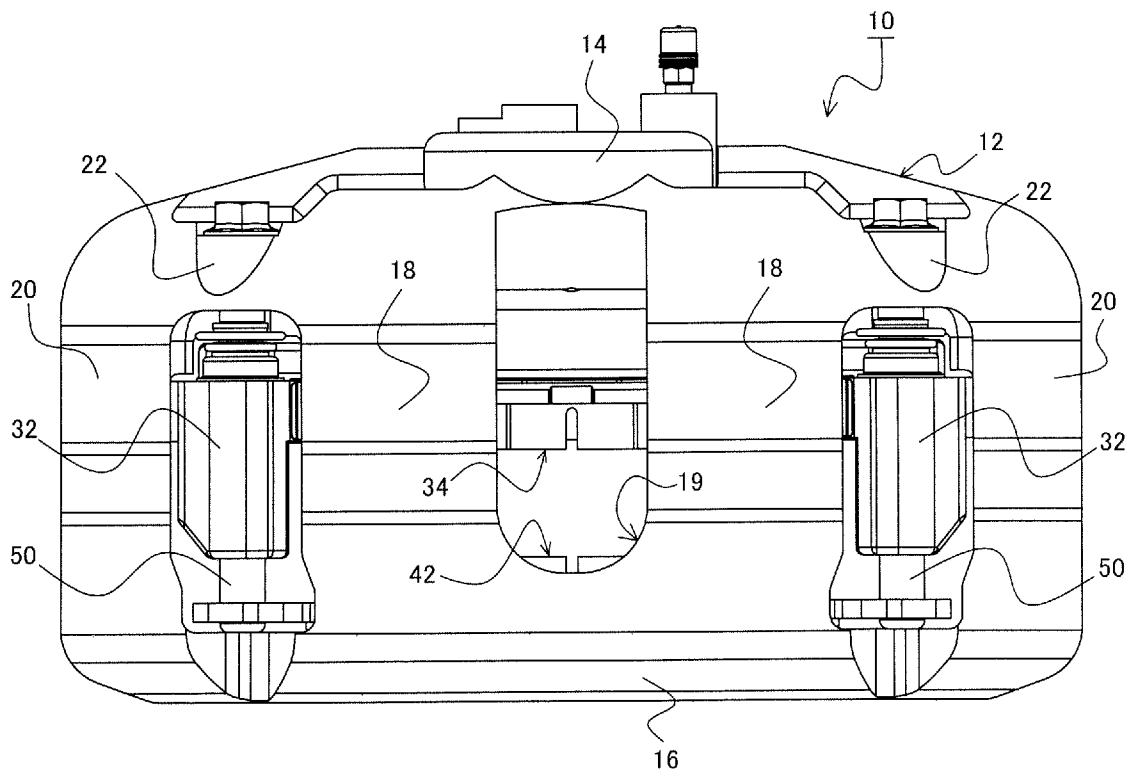
[図2]



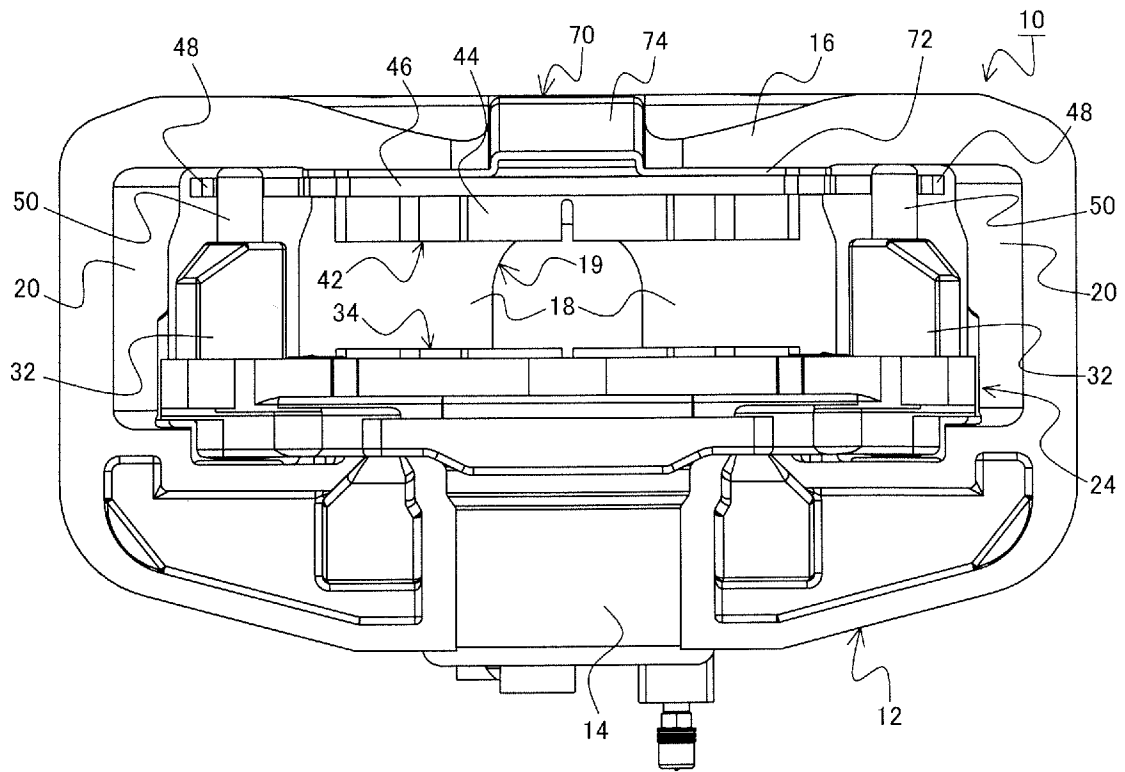
[図3]



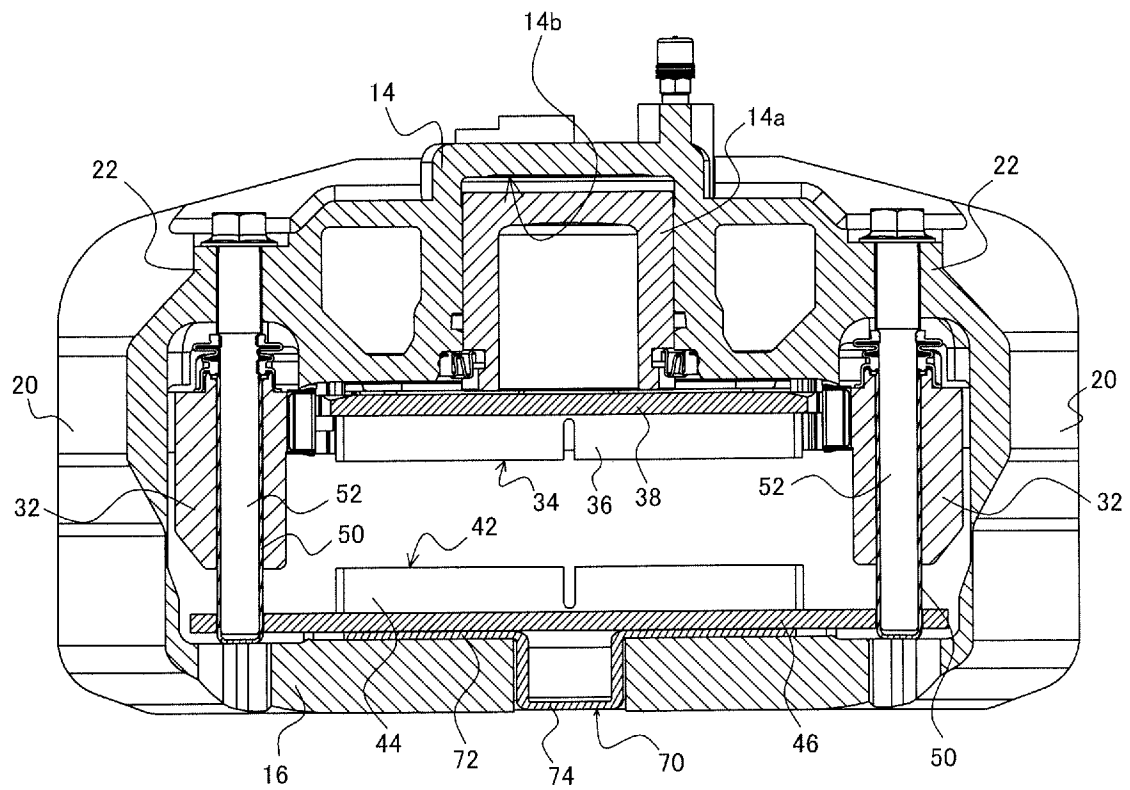
[図4]



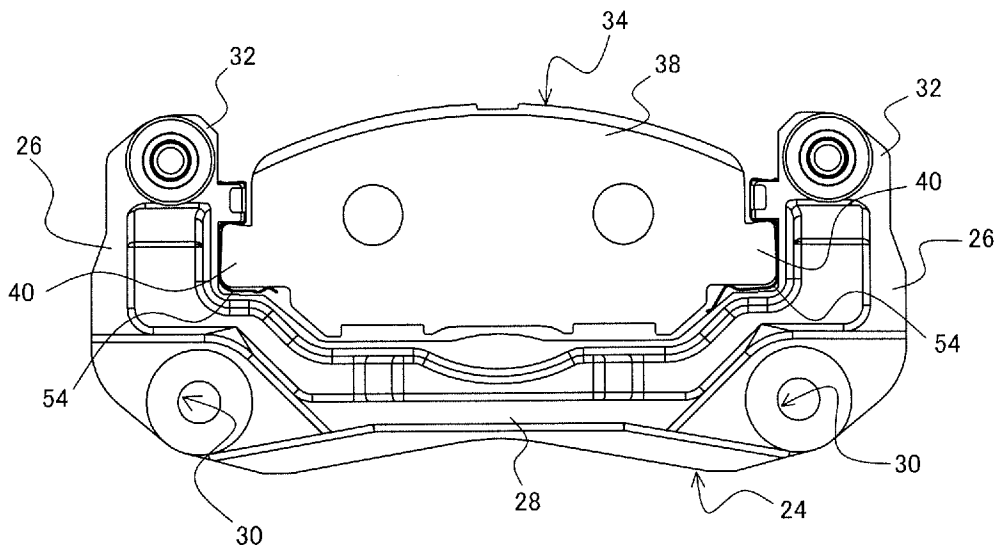
[図5]



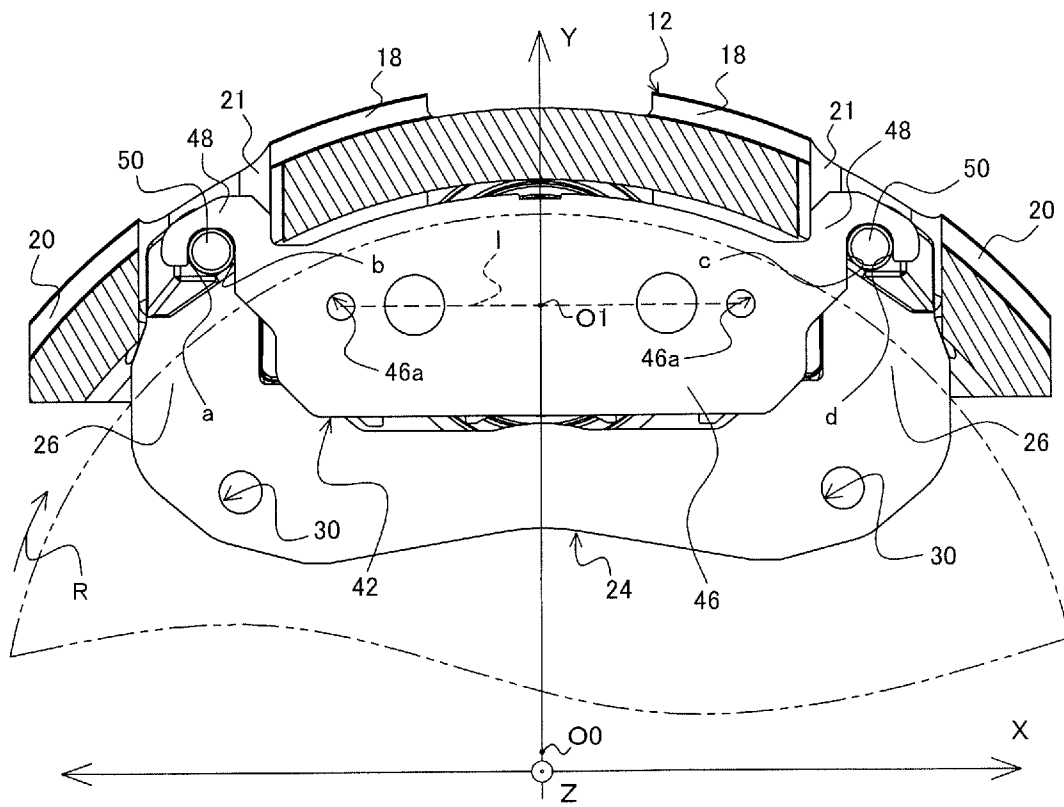
[図6]



[図7]

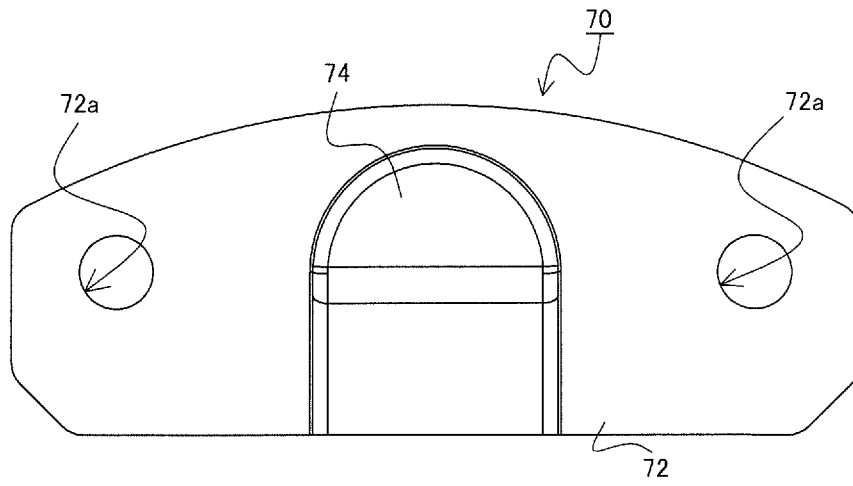


[図8]

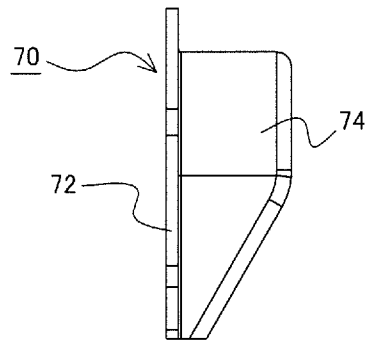


[図9]

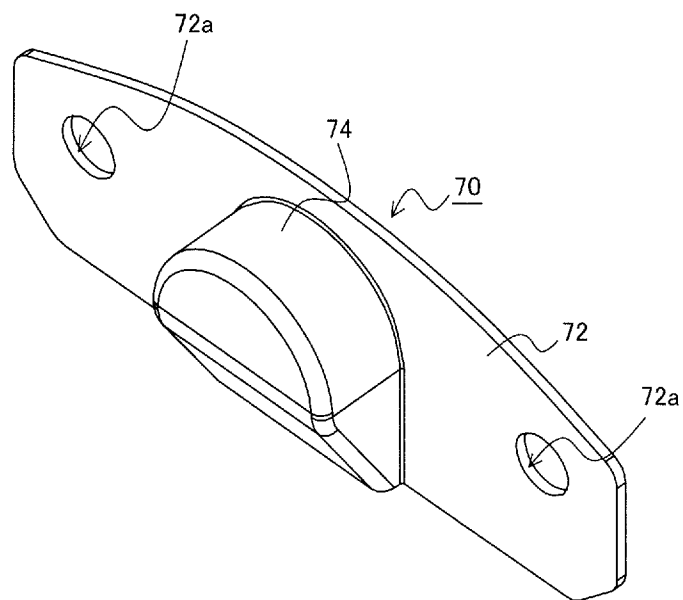
(A)



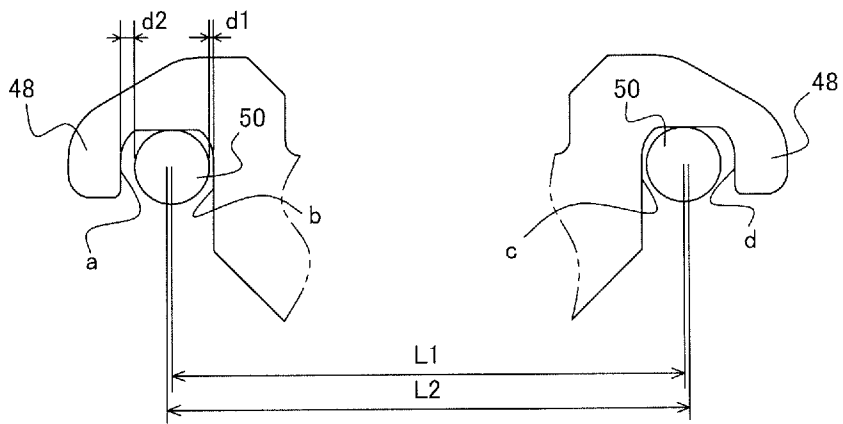
(B)



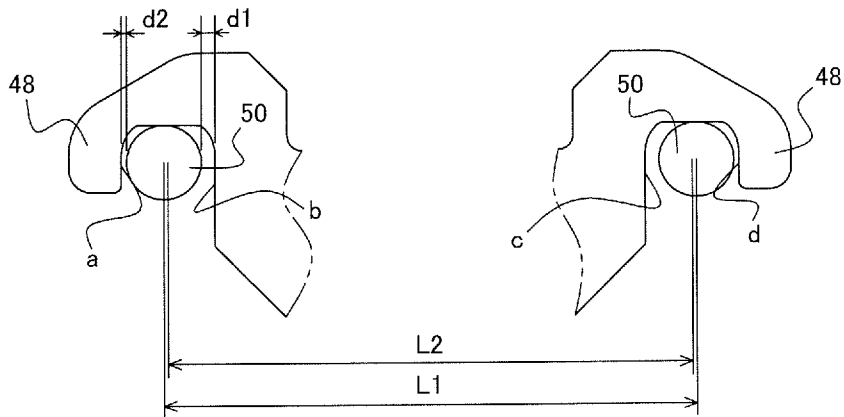
(C)



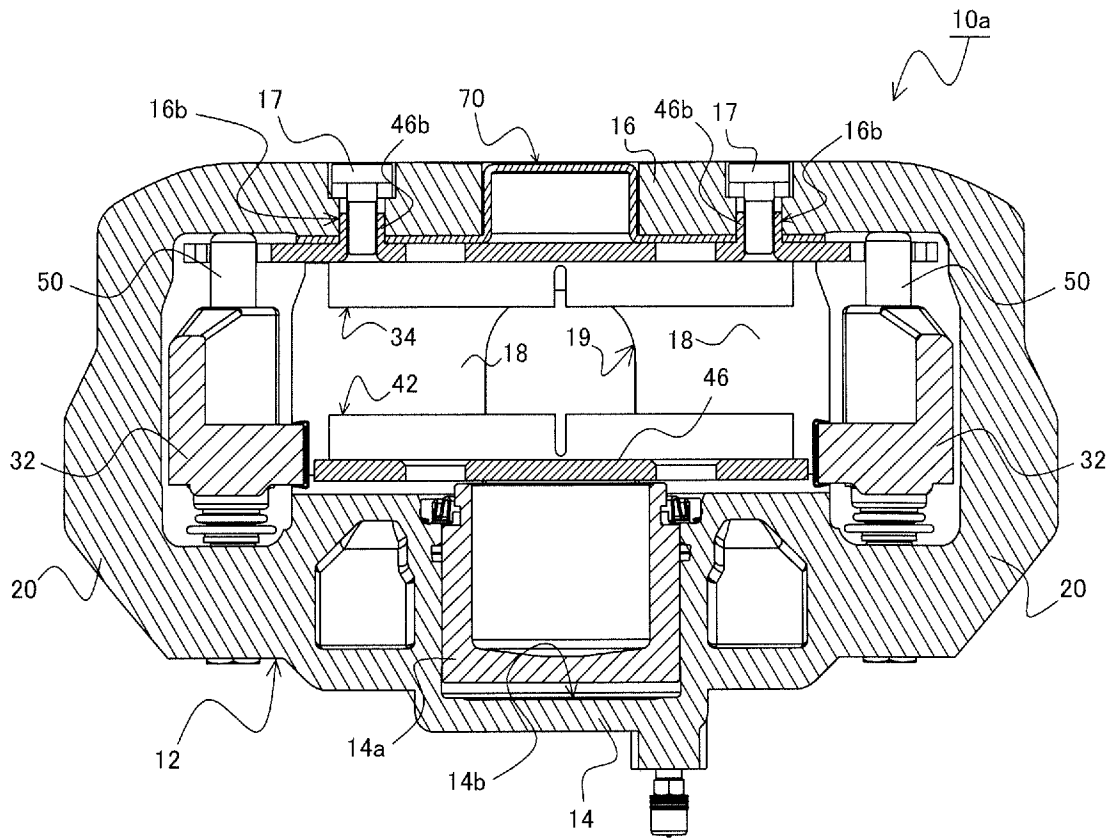
[図10]



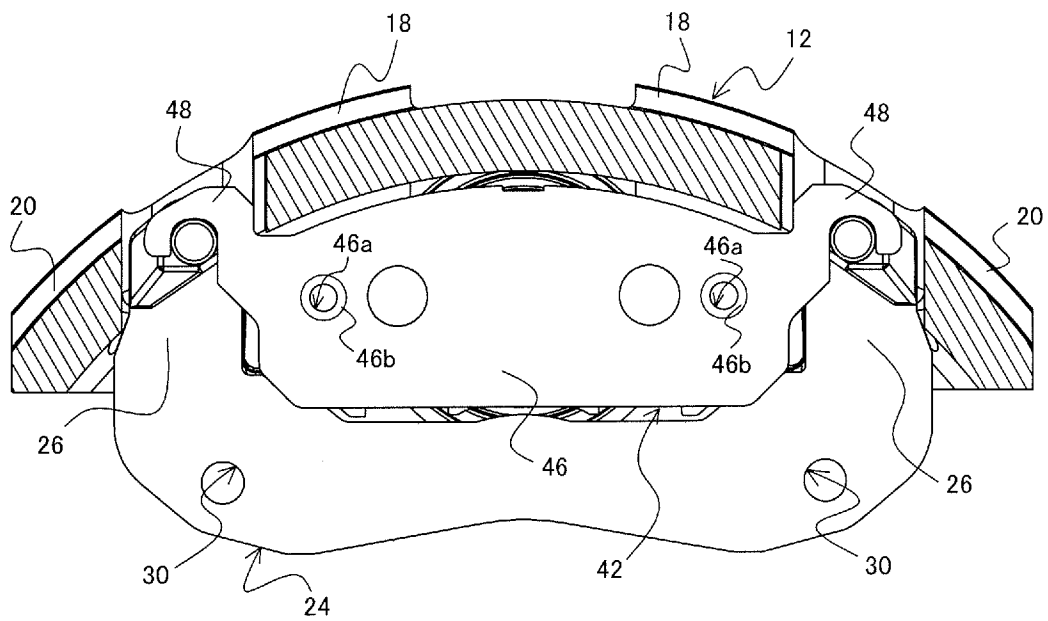
[図11]



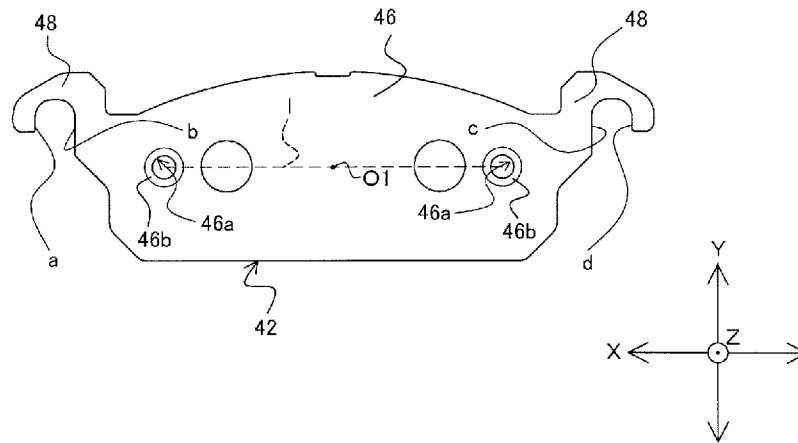
[図12]



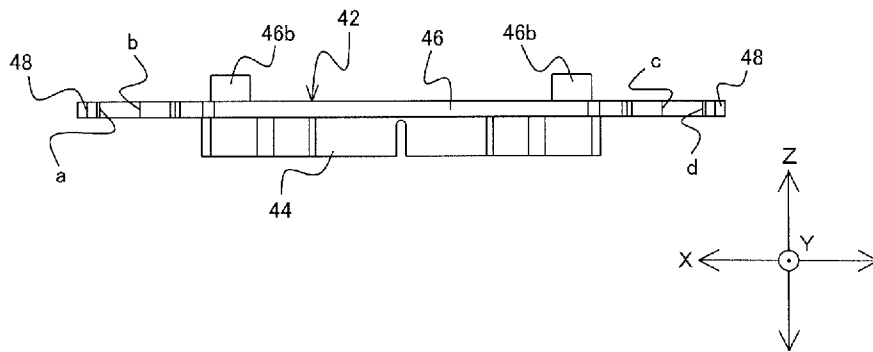
[図13]



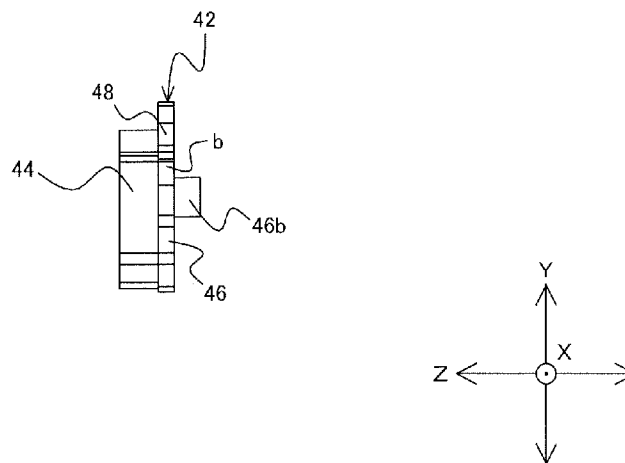
[図14]



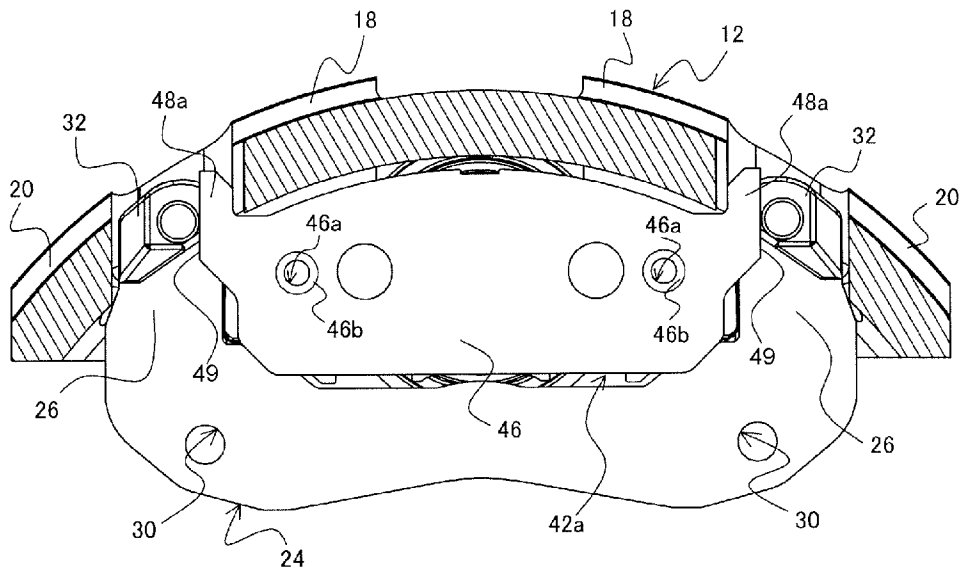
[図15]



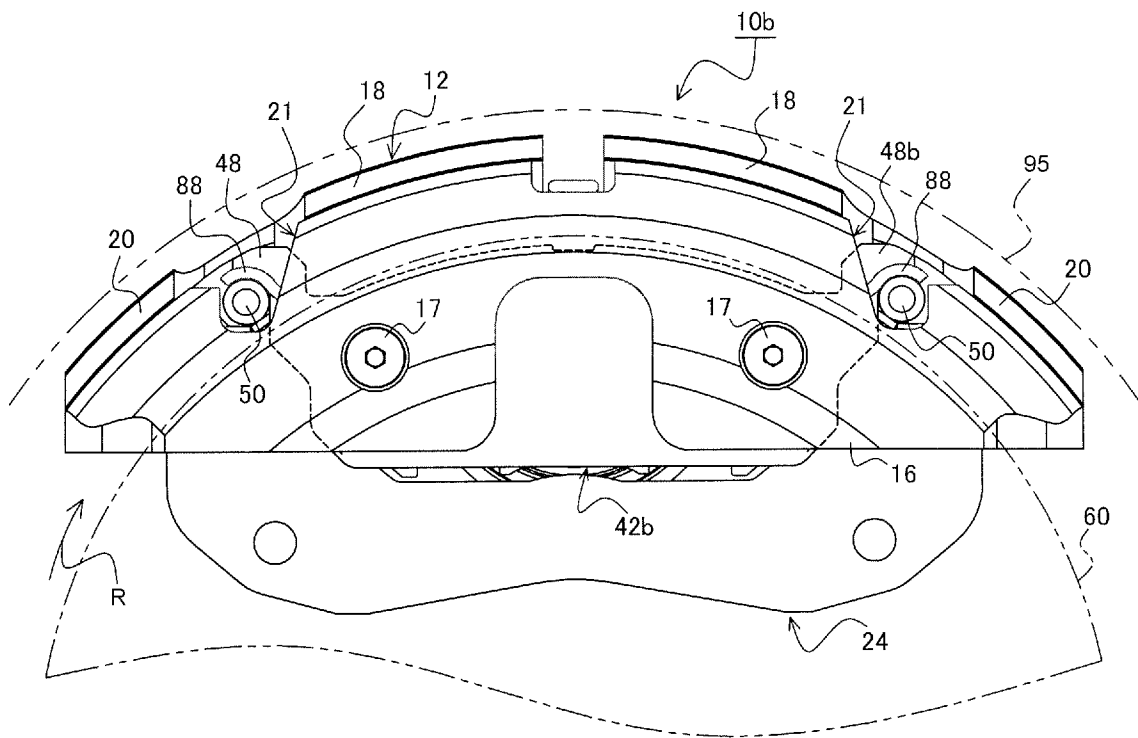
[図16]



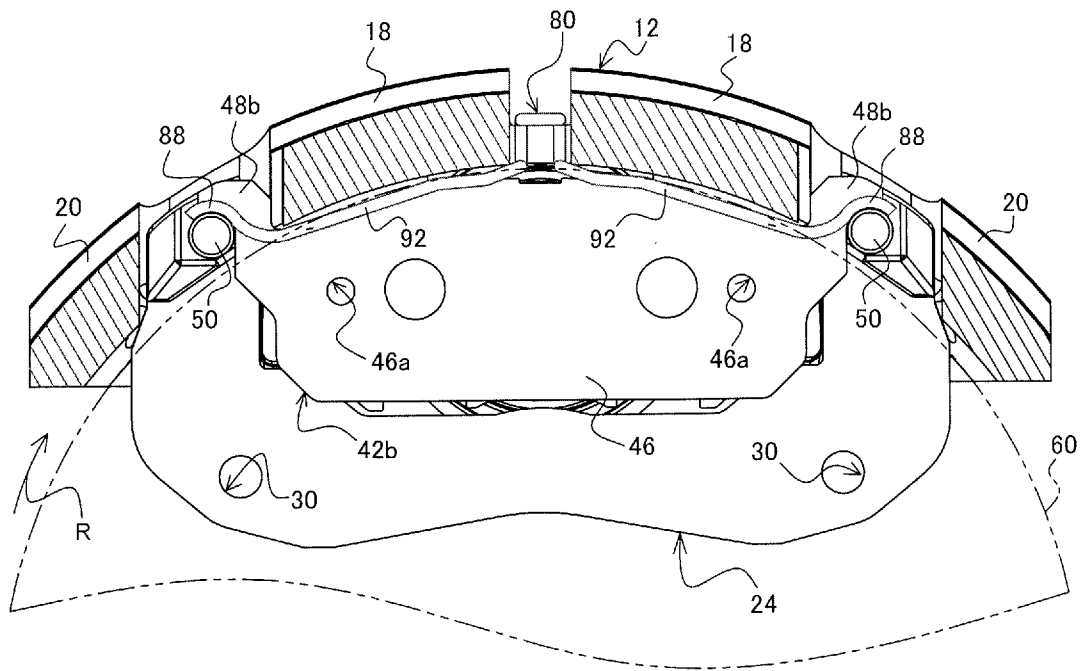
[図17]



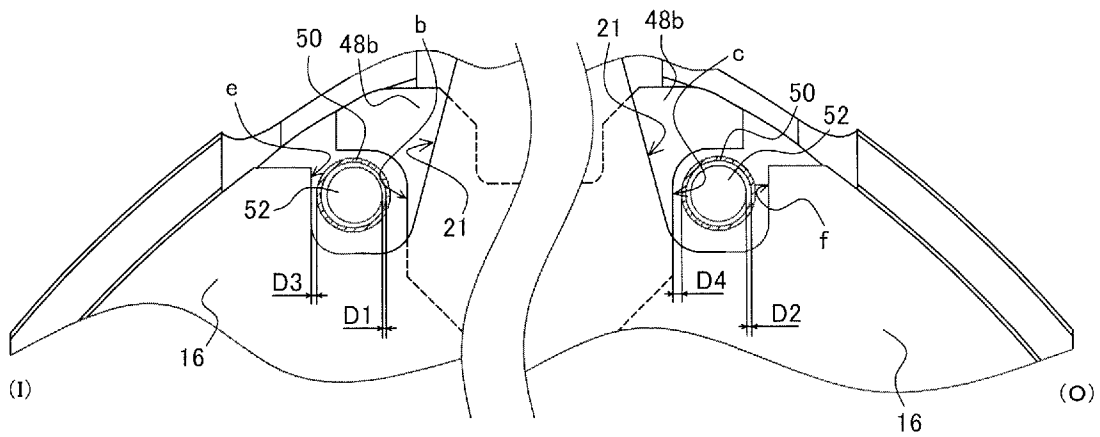
[図18]



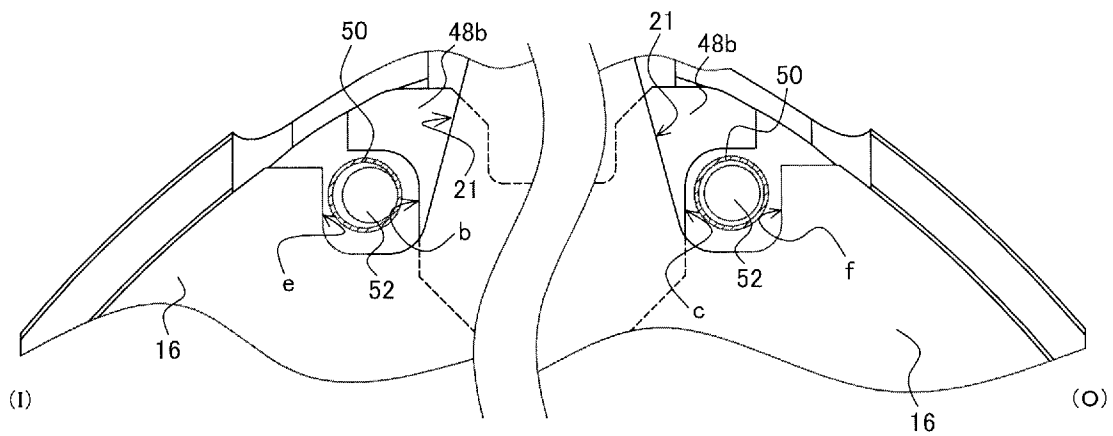
[図19]



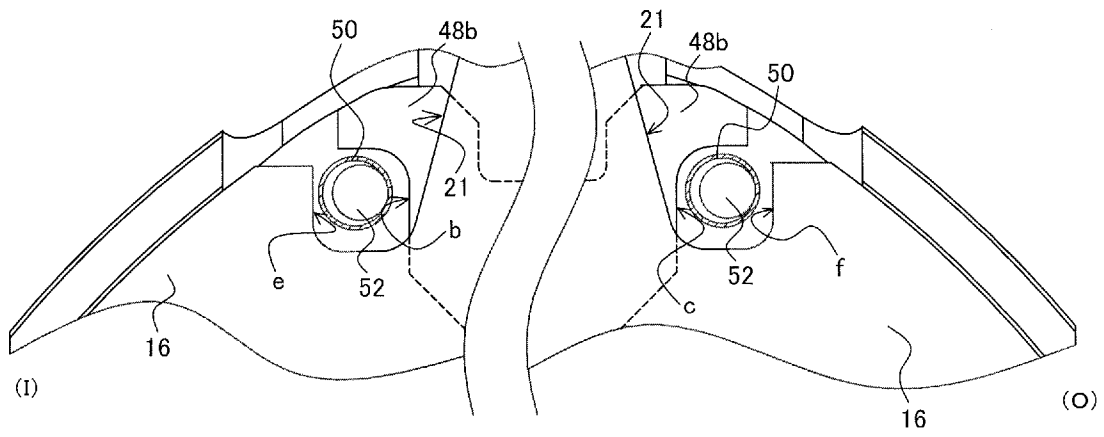
[図20]



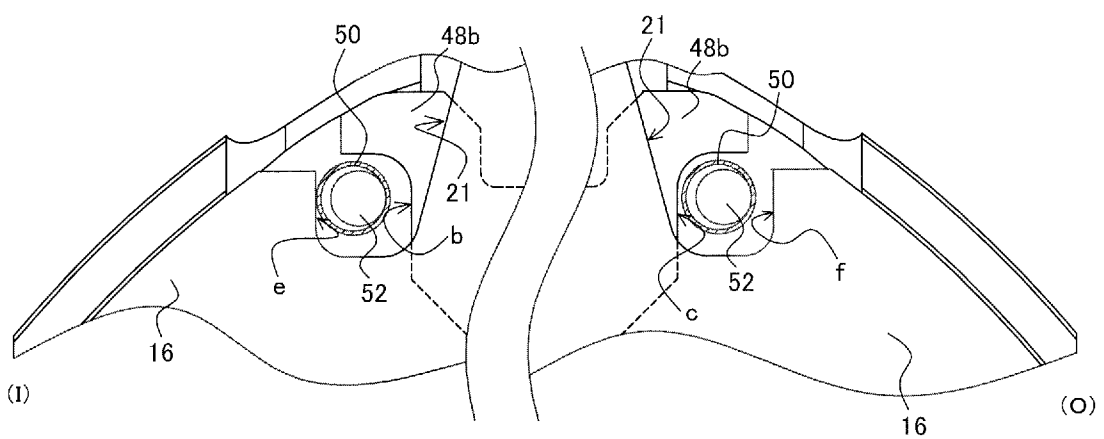
[図21]



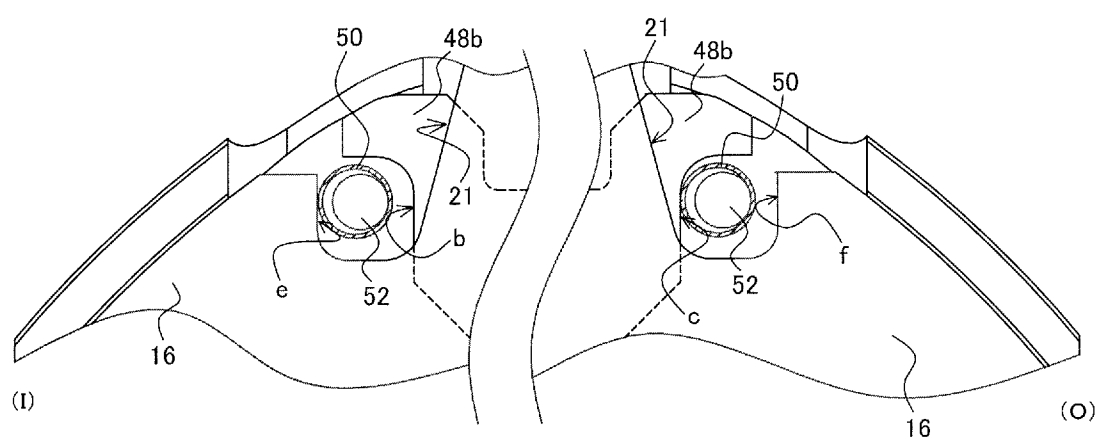
[図22]



[図23]

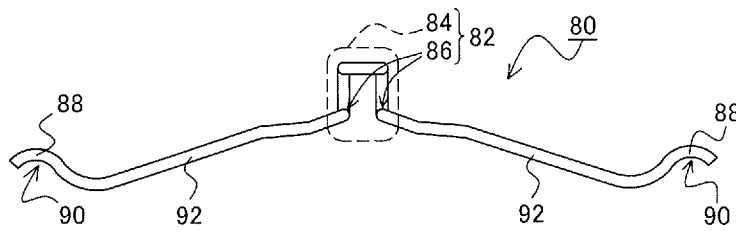


[図24]

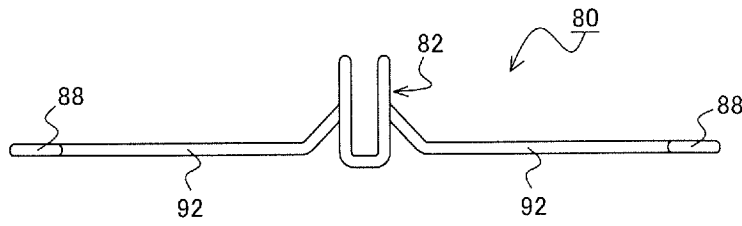


[図25]

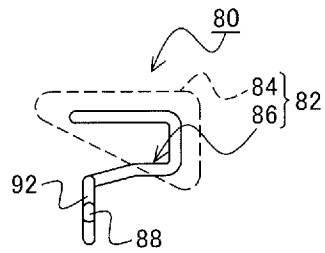
(A)



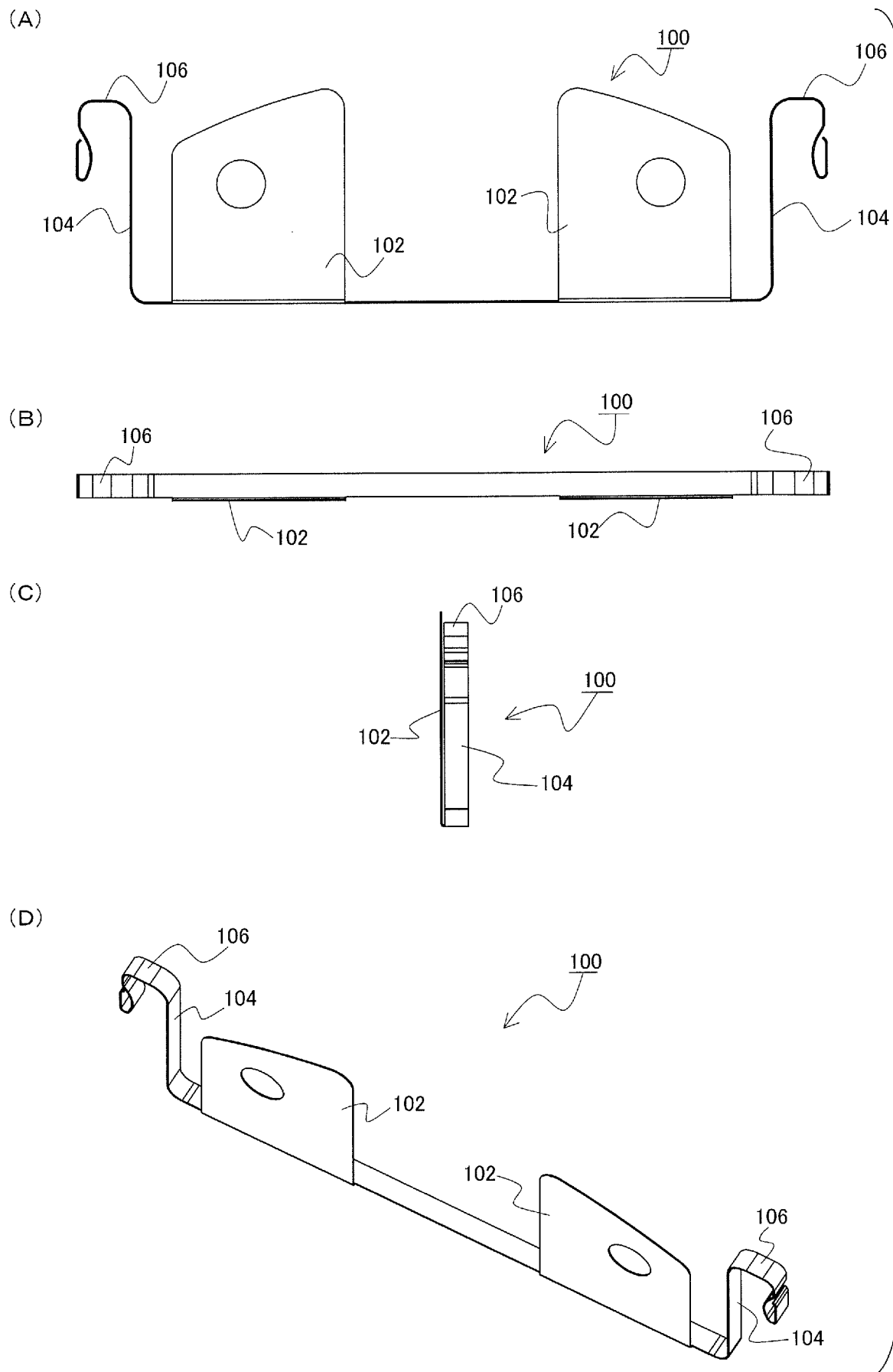
(B)



(C)



[図26]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/078953

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16D65/02(2006.01)i, F16D55/226(2006.01)i, F16D55/227(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16D65/02, F16D55/226, F16D55/227

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CD-ROM of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 85531/1991 (Laid-open No. 36137/1993) (Nissin Kogyo Co., Ltd.), 18 May 1993 (18.05.1993), entire text; all drawings (Family: none)	1-13
A	JP 2005-525519 A (Continental Teves AG. & Co. OHG), 25 August 2005 (25.08.2005), entire text; all drawings & US 2005/0173205 A1 & WO 2003/095860 A1 & CN 1653281 A	1-13

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 27 December, 2013 (27.12.13)	Date of mailing of the international search report 14 January, 2014 (14.01.14)
---	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/078953

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 57-149629 A (Sumitomo Electric Industries, Ltd.), 16 September 1982 (16.09.1982), entire text; all drawings (Family: none)	1-13
A	JP 2005-308224 A (Akebono Corporation North America), 04 November 2005 (04.11.2005), entire text; all drawings & US 2005/0236237 A1 & EP 1589249 A1 & CN 1690466 A	1-13
A	JP 2009-534599 A (Continental Teves AG. & Co. OHG), 24 September 2009 (24.09.2009), entire text; all drawings & US 2009/0236187 A1 & WO 2007/122100 A1 & DE 102007006472 A1 & KR 10-2008-0109863 A & CN 101427044 A	1-13
Y	JP 56-80530 A (Kelsey Hayes Co.), 01 July 1981 (01.07.1981), fig. 11 to 19 & US 4391355 A & GB 2065249 A & DE 3044185 A & FR 2470900 A	14-18
Y	JP 2012-117654 A (Akebono Brake Industry Co., Ltd.), 21 June 2012 (21.06.2012), fig. 15 (Family: none)	17-18
A	JP 2004-204936 A (Orion Electric Co., Ltd.), 22 July 2004 (22.07.2004), entire text; all drawings (Family: none)	14-18
A	JP 2005-23944 A (Mitsubishi Electric Corp.), 27 January 2005 (27.01.2005), entire text; all drawings (Family: none)	14-18

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16D65/02(2006.01)i, F16D55/226(2006.01)i, F16D55/227(2006.01)i		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16D65/02, F16D55/226, F16D55/227		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2013年 日本国実用新案登録公報 1996-2013年 日本国登録実用新案公報 1994-2013年		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	日本国実用新案登録出願 3-85531 号(日本国実用新案登録出願公開 5-36137 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を記録した CD-ROM (日信工業株式会社) 1993.05.18, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-13
A	JP 2005-525519 A (コンチネンタル・テベス・アーゲー・ウント・コンパニー・オーハーゲー) 2005.08.25, 全文、全図 & US 2005/0173205 A1 & WO 2003/095860 A1 & CN 1653281 A	1-13
<input checked="" type="checkbox"/> C 欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の 1 以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日	27.12.2013	国際調査報告の発送日
		14.01.2014
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号 100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号	特許庁審査官 (権限のある職員) 森本 康正 電話番号 03-3581-1101 内線 3368	3W 2920

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 57-149629 A (住友電気工業株式会社) 1982. 09. 16, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-13
A	JP 2005-308224 A (アケボノ・コーポレイション・ノース・アメリカ) 2005. 11. 04, 全文、全図 & US 2005/0236237 A1 & EP 1589249 A1 & CN 1690466 A	1-13
A	JP 2009-534599 A (コンチネンタル・テベス・アーゲー・ウント・ コンパニー・オーハーゲー) 2009. 09. 24, 全文、全図 & US 2009/0236187 A1 & WO 2007/122100 A1 & DE 102007006472 A1 & KR 10-2008-0109863 A & CN 101427044 A	1-13
Y	JP 56-80530 A (ケルシー・ヘイズ・カンパニー) 1981. 07. 01, FIG. 11-19 & US 4391355 A & GB 2065249 A & DE 3044185A & FR 2470900 A	14-18
Y	JP 2012-117654 A (曙ブレーキ工業株式会社) 2012. 06. 21, 図 15 (ファミリーなし)	17-18
A	JP 2004-204936 A (オリオン電機株式会社) 2004. 07. 22, 全文、全図 (ファミリーなし)	14-18
A	JP 2005-23944 A (三菱電機株式会社) 2005. 01. 27, 全文、全図 (ファミリーなし)	14-18